



PROJETO DE GRADUAÇÃO

ANÁLISE TÉCNICO-ECONÔMICA DO SISTEMA DE TERMOACUMULAÇÃO DA PROCURADORIA GERAL DA REPÚBLICA.

Por,

VINÍCIUS DE AZEVEDO CRUZ

Brasília, Novembro de 2018.

UNIVERSIDADE DE BRASILIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA

UNIVERSIDADE DE BRASILIA

Faculdade de Tecnologia

Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

ANÁLISE TÉCNICO-ECONÔMICA DO SISTEMA DE TERMOACUMULAÇÃO DA PROCURADORIA GERAL DA REPÚBLICA.

POR,

VINÍCIUS DE AZEVEDO CRUZ

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção

do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. João Manoel Dias Pimenta, UnB/ENM (Orientador)

Prof. Taygoara Felamingo de Oliveira, UnB/ ENM

Prof. Armando de Azevedo Caldeira Pires, UnB/ ENM

Brasília, Novembro de 2018.

Agradecimentos.

Primeiramente à Deus, pela oportunidade da vida, da família, dos amigos e inimigos, pois cada um teve sua contribuição direta ou indireta nos conhecimentos e aprendizados vividos até hoje.

A minha família, em especial minha mãe Gilcélia Maria C. Azevedo, e meus irmãos, Mateus e André de Azevedo Cruz, pelo amor incondicional e apoio nos momentos mais difíceis dentro e fora da trajetória acadêmica.

Ao meu orientador Dr. João Manoel Dias Pimenta, por todos ensinamentos e conselhos transmitidos ao longo da graduação, e no apoio no desenvolvimento dessa dissertação.

Ao departamento de Engenharia e Arquitetura da Procuradoria Geral da República, em especial ao Eng. Rafael Queirós, pelo fornecimento dos dados primordiais para realização deste trabalho.

Aos companheiros de trabalho na empresa Johnson Controls Hitachi por todo apoio, ensinamentos e investimento em minha carreira profissional, em especial ao Bruno Borges, Eng. João Antonioli e Eng. João Porto.

Aos amigos e companheiros das incansáveis noites de estudo, Otávio Mesquita e Samuel Gustavo, durante toda a trajetória da graduação.

Muito obrigado!

Vinícius de Azevedo Cruz.

“Tenha fé em si mesmo. Corresponda à confiança que Deus depositou em você, quando lhe entregou as capacidades de que dispõe, para que você as desenvolvesse e pusesse em prática.”

(C. Torres Pastorino)

RESUMO

O presente trabalho, apresenta um estudo técnico-econômico sobre a reativação do sistema de termoacumulação de calor latente, presente no edifício sede da Procuradoria Geral da República. Com a interrupção do sistema de termoacumulação em 2003, a carga térmica de pico não é atendida pela CAG atual, já que os tanques eram responsáveis por grande parte da demanda térmica. A partir de simulações térmicas comprovou-se que a PGR é uma edificação de baixa inércia térmica, e que o perfil de carga do projeto executivo não é o mesmo atualmente. Com a análise energética operacional da CAG, concluiu-se que a edificação tem um gasto mensal médio superior a R\$ 160 mil reais, apenas com consumo de energia da CAG. Além disso, concluiu-se que 64% da energia, é consumida no período de fora ponta elétrico. O alto investimento inicial, elevado custo de operação, baixa confiabilidade e a mudança no *schedule* de funcionamento da PGR, provaram que reativação do sistema de termoacumulação é inviável para a edificação. Por fim, foram levantadas três alternativas de *retrofit* da CAG, com custos inferiores aos da reativação do atual sistema. Para reduzir o alto gasto energético, foram propostas alternativas de *chillers* com eficiência em cargas parciais até 70% superior aos atuais. Com análise técnica econômica e simulações termo energéticas, comprovou-se que as alternativas propostas garantiriam uma redução de consumo elétrico de até 38%, além de atender a carga térmica de pico da PGR. Finalmente, a partir de análises financeiras, concluiu-se que o *payback* de todas alternativas é atingido, no tempo inferior a 6 anos de utilização, viabilizando as alternativas de modernização, em detrimento da reativação do atual sistema de termoacumulação.

Palavras-chave: Termoacumulação, *retrofit*, simulação termo energética, viabilidade financeira.

ABSTRACT

This paper presents a technical-economic study on the reactivation of the latent heat thermal storage system present at the Procuradoria Geral da República. With the interruption of the thermal storage system in 2003, the peak thermal load is not met by the current CWP, since the tanks were responsible for much of the thermal demand. From thermal simulations it was verified that PGR is a building with low thermal inertia, and that the load profile of the executive project was not the same today. With the operational energy analysis of CWP it was concluded that the building has an average monthly cost in excess of R \$ 160 thousand reais, only with CWP energy consumption. In addition, it was concluded that 64% of the energy, is consumed in the off-peak electric period. The high initial investment, high operating cost, low reliability and the change in PGR's operating schedule have proved that reactivation of the thermal storage system is not applicable for building. Finally, three alternatives of retrofit of CWP were raised, with lower costs than the reactivation of the current system. To reduce the high energy expenditure, chillers alternatives were proposed with efficiency in partial loads up to 70% higher than the current ones. With economic technical analysis and thermo-energy simulations, it was verified that the proposed alternatives would guarantee a reduction in electric consumption of up to 38%, in addition to meeting the peak thermal load of the PGR. Finally, based on financial analysis, it was concluded that the payback of all alternatives is reached, in less than 6 years of use, making feasible the alternatives of modernization, to the detriment of the reactivation of the current thermal storage system.

Keywords: thermal storage, financial viability, chilled water plant.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Tema de estudo e sua relevância.....	1
1.2 Revisão bibliográfica.....	3
1.3 Objetivos.....	9
1.4 Metodologia.....	10
1.5 Estrutura do trabalho.....	11
2. CONCEITOS TEÓRICOS, TECNOLÓGICOS E FERRAMENTAS COMPUTACIONAIS.	12
2.1 Carga térmica de Resfriamento.	12
2.1.1 Calor Sensível.....	12
2.1.2 Calor Latente.	12
2.2 Ferramentas Computacionais para Simulação de Carga Térmica.	13
2.2.1 SKETCHUP	13
2.2.2 ENERGY PLUS.	14
2.2.3 OPEN STUDIO.....	14
2.2.4 Arquivos Climáticos.....	14
2.2.5 YORK CALC.....	15
2.3 Ciclo de Refrigeração por Compressão.....	16
2.3.1 Coeficiente de Performance.....	17
2.4 <i>Chiller</i>	17
2.4.1 Condensação a ar.....	18
2.4.2 Condensação a água.....	19
2.5 Torre de resfriamento.....	20
2.6 <i>Fan-coils</i>	21
2.7 Princípios da Termoacumulação.	21

2.7.1	Termoacumulação de Calor Sensível.	22
2.7.2	Termoacumulação de Calor Latente.	23
2.8	Circuitos de Termoacumulação.	24
2.8.1	TA água gelada.	24
2.8.2	TA gelo.	25
3.	VIABILIDADE ECONÔMICA.	28
3.1	Valor Presente Líquido.	28
3.2	TIR.	28
3.3	<i>Payback</i>	29
3.4.	Tarifação da energia elétrica no Brasil	29
3.5	IPLV e NPLV.	29
4.	ESTUDO DE CASO.	32
4.1	Procuradoria Geral da República.	32
4.2	Descrição da Central de água gelada.	32
4.3	Modos e Princípios de Operação.	40
4.3.1	Sistema de Produção direta.	40
4.3.2	Produção e armazenamento de gelo.	41
4.5	Carga Térmica e Simulação da Edificação.	42
4.5.1	Arquivos Climáticos e Geográficos.	44
4.5.2	Premissas de Cálculo.	44
4.5.3	Elementos Construtivos.	45
5.	REATIVAÇÃO DA TERMOACUMULAÇÃO.	46
5.1	Análise do Rompimento das <i>Ice-balls</i>	46
5.2	Propostas para Reativação dos tanques.	48
5.3	Consumo Elétrico dos Chillers na Termoacumulação.	50
5.4	Análise da Simulação Térmica.	53
6.	RETROFIT DA CAG.	54

6.1 Retrofit do fluído refrigerante.....	54
6.2 Expectativa da vida útil dos equipamentos.	57
6.3 Consumo elétrico atual da CAG.....	59
6.4 Alternativas <i>retrofit</i> CAG.....	61
6.4.1 Substituição dos <i>Chillers</i> mesma capacidade.....	61
6.4.3 Três centrífugas de 500 TR.	63
6.4.4 Duas centrífugas mancais magnéticos de 750 TR.....	64
6.5 Simulação das alternativas propostas.	65
6.5.1 Simulação alternativa 1.	67
6.5.2 Simulação alternativa 2.	69
6.5.2 Simulação alternativa 3.	72
6.6 Análise Financeira das Alternativas.	74
6.6.1 Investimento alternativa 1.	75
6.6.2 Investimento alternativa 2.	76
6.6.3 Investimento alternativa 3.	77
7. CONCLUSÕES.....	79
Referências bibliográficas	81
ANEXOS.....	85
A. Anexos para cálculo de Carga Térmica	85
B. Propostas da Cryogel.	87
C. Dados de Desempenho dos Chillers atuais.	88
C.1 Dados para produção direta.	88
C.2 Dados para produção de gelo.....	89
C.3 Produção direta com R134a.....	90
D. Cálculos de Consumo Elétrico dos Chillers.	91
E. Cálculo de Carga Térmica utilizando a ABNT 16401-2008.	92
F. Fichas de Seleção Chillers Propostos.	93

F.1. Três YK 350 TR.....	93
F.2. Duas Centrífugas de 500 TR.	94
F.3. Duas Centrífugas mancais magnéticos de 750 TR.....	95
G. Dados para as Torres de Condensação.....	96
G.1 Torres de 500 TR.....	96
G.2. Torres de 750 TR.	97
G.3. Dados dimensionais das Torres.	98
H. Declaração de Estudo – PGR.....	99

LISTA DE FIGURAS.

2.1 Software de Simulação termo energética YCALC.....	16
2.2 Ciclo de Refrigeração por Compressão.....	17
2.3 Chiller de Condensação a ar.....	19
2.4 Esquema de circuito entre chiller e sua torre de resfriamento.....	19
2.5 Chiller de Condensação a água.....	20
2.6 Torre de Resfriamento.....	20
2.7 Esquema de circuito de Termoacumulação com água gelada.....	25
2.8 Ice-balls com detalhe de rompimento	26
2.9 Esquema de circuito de Termoacumulação com gelo.....	27
4.1 Procuradoria Geral da República.....	32
4.2 Circuito da CAG – PGR.....	33
4.3 Tela gráfica do <i>chiller 1</i>	35
4.4 <i>Chiller 1</i> – condensação a água.....	35
4.5 Torres de Resfriamento – PGR.....	36
4.6 Trocador de calor de placas prensadas.....	37
4.7 Circuito de bombas primárias e secundárias.....	38
4.8 Tanque de Termoacumulação de calor latente.....	38
4.9 Comparação entre <i>ice-balls</i> fraturada e intacta.....	39
4.10 Nível atual de corrosão dos tanques e das <i>ice-balls</i>	40
4.11 Circuito de produção direta.....	41
4.12 Circuito de produção de gelo.....	41
4.13 Perfil de carga térmica de projeto.....	42

5.1 Representação do concentrador de tensões na <i>ice-ball</i>	47
5.2 Fluxograma das propostas A, B e C.....	49
5.3 Custos das propostas A e B.....	50
5.4 CAG 2 – Chillers modulares condensados a ar.....	52
5.5 Resultado da simulação térmica da edificação.....	53
6.1 Cronograma eliminação HCFC.....	55
6.2 Propriedades fluidos refrigerantes.....	55
6.3 Vida útil estimada equipamentos HVAC	58
6.4 Faturas anuais médias de consumo elétrico da CAG	59
6.5 Custo energético operacional CAG.....	60
6.6 <i>Schedule</i> de operação da CAG	66
6.7 Perfil horário do arquivo climático para Brasília	66
6.8 Gráfico de demanda operacional dos <i>chillers</i> atuais	67
6.9 Gráfico de demanda operacional da alternativa 1	68
6.10 Gráfico de consumo operacional mensal dos <i>chillers</i> alternativa 1.....	68
6.11 Gráfico de demanda operacional da alternativa 2	70
6.12 Gráfico de consumo operacional mensal dos <i>chillers</i> alternativa 2.....	71
6.13 Gráfico de demanda operacional da alternativa 3	72
6.14 Gráfico de consumo operacional mensal dos <i>chillers</i> alternativa 3.....	73
6.15 Análise financeira alternativa 1.....	75
6.16 Análise financeira alternativa 2.....	77
6.17 Análise financeira alternativa 3.....	78

LISTA DE TABELAS.

Tabela 2.1 - Capacidades dos <i>Chillers</i> disponíveis no mercado.....	18
Tabela 4.1 - Dados do arquivo climático de Brasília	44
Tabela 4.2 – Premissas de cálculo para simulação de carga térmica.....	44
Tabela 4.3 – Propriedades físicas dos materiais construtivos da edificação.....	45
Tabela 5.1 – Dados comparativos das <i>ice-balls</i>	47
Tabela 5.2 – Consumo elétrico dos <i>chillers</i> na produção direta.....	51
Tabela 6.1 – Comparativo eficiência sistema atual e alternativa 1.....	62
Tabela 6.2 – Comparativo eficiência sistema atual e alternativa 2.....	63
Tabela 6.3 – Comparativo eficiência sistema atual e alternativa 3.....	65
Tabela 6.4 – Resultado simulação 1	69
Tabela 6.5 – Resultado simulação 2	72
Tabela 6.6 – Resultado simulação 3	74
Tabela 6.7 – Resultado análise financeira alternativa 1.....	75
Tabela 6.8 – Resultado análise financeira alternativa 2.....	76
Tabela 6.9 – Resultado análise financeira alternativa 3.....	77

LISTA DE SÍMBOLOS.

Símbolos Latinos

FCn – Fluxo de caixa no período n. [R\$]

GWP – *Global Warming Potencial* (Potencial de aquecimento global).

h – Entalpia. [kJ/kg]

I – Investimento Inicial. [R\$]

P – Potencia equipamento. [kW]

Siglas.

ABNT – Associação Brasileira de Normas e Técnicas.

AHRI – *Air Conditioning, Heating and Refrigeration Institute*.

ASHRAE – American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers.

BAC – Bomba de água de condensação.

BAGS – Bomba de água Gelada Secundária.

BAGP – Bomba de água Gelada Primária.

BEG – Bomba de Etileno Glicol.

CAG – Central de Água Gelada.

CFC – Clorofluorcarboneto.

COP – Coeficiente de Performance.

CWP – Chilled Water Plant (central de água gelada)

DOE – Departamento de Energia dos Estados Unidos.

HCFC – Hidroclorofluorocarbonos.

IPLV – *Integral Part Load Value*.

NPLV – Non Part Load Value.

LEED - (*Leadership in Energy and Environmental Desing*),

MEG – Mono Etileno Glicol.

NBR – Norma Brasileira.

ODP – *Ozone Depletion Potencial* (Potencial de destruição da camada de Ozônio)

ONS – Operador Nacional do Sistema.

ONU – Organização das Nações Unidas.

PROCEL – Programa Nacional de Conservação de Energia.

PGR – Procuradoria Geral da República.

TMA – Taxa Mínima de Atratividade.

TIR – Taxa Interna de Retorno.

TR – Tonelada de Refrigeração.

URLs – Unidades Resfriadoras de Líquidos

VPL – Valor Presente Líquido.

VSD – Variable Speed Drive – (Variador de velocidade.)

1. INTRODUÇÃO

1.1 Tema de estudo e sua relevância

Ao longo do desenvolvimento das cidades a necessidade de investimentos em infraestrutura e tecnologia se mostravam necessários para fornecer maior conforto, segurança e comodidades ao crescente número de habitantes. Acompanhando o crescimento da população e a verticalização das cidades, sistemas de ar condicionado vem sendo cada dia mais requisitados para aumento do conforto térmico dos ocupantes. Segundo ASHRAE “conforto térmico é o estado mental que expressa satisfação do homem com o ambiente térmico que o circunda” (ASHRAE, 2001). Porém, o crescente uso dos condicionadores, vem atrelado com o aumento do consumo de energia elétrica, desta forma cabe aos engenheiros mecânicos avaliarem alternativas para aumentar a eficiência energética das edificações, mantendo o conforto térmico dos ocupantes.

Desde a crise do petróleo em 1973, o alto consumo de energia vem preocupando os países, principalmente no setor de edificações. Como forma a delimitar o consumo de energia surgiram as certificações e normas de eficiência energética. No Brasil, a partir da crise energética que o país sofreu com os apagões elétricos em 2001, intensificaram-se as políticas de conscientização para diminuição do consumo de energia, uma vez que, devido às mudanças climáticas, o consumo devido ao uso de climatizadores de ar aumentou consideravelmente. Uma das medidas tomadas pelo governo para reduzir o consumo de energia foi a criação e implementação da Lei de Eficiência Energética, Lei n.º 10.295 de 17 de outubro de 2001. A premissa dessa lei é estipular requisitos mínimos de eficiência energética para sistemas de ar condicionado.

Nos horários de maior consumo de energia, seu custo é elevado. Assim, surgem alternativas viáveis economicamente para edificações com um consumo elevado de energia, devido a condicionadores de ar. Já que esses aparelhos são responsáveis, por em média, 40% do consumo elétrico mensal de um ambiente. Uma dessas alternativas é a termoacumulação. De maneira simplificada a termoacumulação busca o armazenamento de energia em forma de calor latente (gelo) ou sensível (água gelada) em horários nos quais o preço da energia elétrica é menor. Assim, próximos aos horários de pico de consumo de energia, o sistema elétrico

responsável em atender a carga térmica local, pode funcionar de maneira reduzida ou quase nula, já que o “frio” produzido e armazenado anteriormente pode ser utilizado.

Um sistema de termoacumulação é formado por grandes tanques acumuladores, chillers para alimentação dos tanques, bombas e torres de resfriamento. Como já foi citado anteriormente, existem dois tipos de termoacumulação, a com água gelada e a com gelo, as quais possuem vantagens e desvantagens e devem ser estudadas cuidadosamente para implementação em cada projeto.

A ampliação ou criação de novas fontes geradores de energia (hidrelétricas ou termelétricas) além do alto custo, podem receber embargos fiscais e ou ambientais, além de se tratarem de investimentos a médio e longo prazo. A conscientização para diminuição do consumo de energia é a alternativa mais rápida e barata a disposição dos órgãos governamentais.

Como forma mais rápida para frear o consumo de energia elétrica, em 2015 as bandeiras tarifárias passaram a fazer parte da conta dos consumidores brasileiros. A maior parte da energia elétrica no Brasil é produzida nas hidrelétricas, mas desde que os reservatórios de água começaram a baixar, o Operador Nacional do Sistema (ONS) tem acionado as usinas termelétricas para suprir a necessidade do consumo. Como os custos de operação das usinas termelétricas é superior, o aumento da energia é repassado ao consumidor. Assim, as cores nas bandeiras tarifárias representam a variação do valor da energia ao longo do ano. Cada mês pode ter uma coloração de bandeira diferente, de acordo com a produtividade de energia esperada. A bandeira verde representa que a matriz hidrelétrica está favorável e suporta o sistema, sem necessidade de recorrer a outras fontes, desta forma não há aumento nas tarifas. Já a bandeira amarela surge em condições menos favoráveis de produção e a vermelha em condições ainda mais desfavoráveis o que acarreta no aumento gradual das tarifas.

Desta forma, a termoacumulação passa a ser uma alternativa interessante para grandes consumidores de energia elétrica, pois caso seja implementada, pode reduzir os gastos com energia. Assim, torna-se interessante avaliar a possibilidade de implementação dessa tecnologia tanto em novas edificações, quanto em edificações já existentes.

1.2 Revisão bibliográfica.

Segundo Pavan (2004) a termoacumulação é utilizada desde a época em que blocos de gelo, extraídos da natureza, eram transportadas e armazenados para posterior utilização, principalmente na conservação de alimentos. Por volta da década de 30 surgiram algumas utilizações da tecnologia de termoacumulação em grandes ambientes como prédios comerciais, hospitais e teatros, mas como forma de garantir o conforto térmico dos ocupantes e não de redução de tarifas de energia. A utilização da termoacumulação como alternativa para redução do consumo de energia em horários de pico de consumo se deu no final da década de 70. Com a crise do petróleo e a necessidade dos países se adequarem à nova realidade do consumo elétrico e as novas normas de eficiência energética, a termoacumulação se tornou uma alternativa interessante para grandes edificações.

Cabelli (1976) parte de modelos matemáticos uni e bidimensionais para estudar o fluxo de calor dentro de um tanque de geometria quadrangular. Seu estudo se baseou nas equações da transferência de calor, no número de Reynolds, que qualifica o tipo do escoamento interno do recipiente, e no número de Grashof, o qual garante um balanço entre forças de flutuação e forças viscosas. Seu objetivo era estudar a influência da degradação da camada estratificada no desempenho dos tanques acumuladores.

No ano seguinte, Lavan e Thompson (1977) realizaram diversos estudos empíricos variando parâmetros como diferentes temperaturas de saída e entrada dos líquidos, diferentes relações de diâmetro e altura dos tanques. Seu objetivo era conhecer relações otimizadas para cada tipo de sistema que fosse implementado.

Hollands e Raithby (1978) continuaram o estudo de estratificação com convecção natural iniciados por Pepper (1975). Em seus estudos eles avaliaram as trocas de calor e a estratificação geradas pela convecção natural em superfícies planas. No ano seguinte, Torrance continuou o estudo da estratificação, mas agora aplicado no fundo de uma cavidade.

Após 5 anos, Nogueira (1981) através de modelos numéricos e experimentais deu continuidade ao estudo dos tanques de termoacumulação, levando em consideração condições de operação e de geometria dos tanques. O grande avanço presente em seu trabalho foi a concordância e validação do modelo analítico com o experimental.

Ismail e Carroci (1985), apresentaram um modelo convectivo para estudar o comportamento térmico do fluido internamente aos tanques termoacumuladores. Seu estudo se baseou nas equações base da mecânica dos fluidos e da transferência de calor a nível transiente. No ano seguinte os autores concluíram um trabalho de análise bidimensional com entendimento das perdas térmicas do fluido através das paredes dos tanques, e além disso, comprovaram seu modelo analítico com experimentos. Posteriormente foram publicados artigos baseados no mesmo modelo, mas nesse caso, contendo mais resultados sobre o comportamento do tanque durante a carga, descarga e durante os períodos de estagnação.

Hariharam *et al* (1991), estudaram experimentalmente os efeitos das condições de operação na eficiência de extração do líquido interno aos tanques. Encontrou-se uma relação dita ótima entre a altura e o diâmetro do tanque, na qual em aproximadamente 3,5 vezes, no transiente estratificado a eficiência era máxima.

Homan *et al.* (1996) partiram de uma solução analítica da equação da energia, base da transferência de calor clássica, conseguiu dimensionar e quantificar as distribuições de temperatura e a eficiência do tanque de armazenamento. Assim, contribuiu para o entendimento do fluxo resfriado estratificado e desempenho térmico dos tanques, pois com o conhecimento analítico obteve-se maior aproximação com os dados experimentais que validaram o modelo.

Ismail *et al.* (1996) estudaram a estratificação térmica em tanques de armazenamento tanto de água quente, quanto de água gelada. Analisando o tanque como um volume de controle e utilizando as equações de conservação de energia, massa e momento ele pode avaliar a estratificação térmica ao longo do tanque. Por fim, os resultados analíticos são comparados com outros experimentais obtidos também para soluções bidimensionais.

Silveti e MacCraken (1998) levantaram as principais características que tornam um sistema de termoacumulação atrativo ou não para cada projeto, são elas: operam a maior parte do tempo fornecendo a carga térmica necessária, além de garantir um backup de resfriamento durante emergências. Economia imediata a partir da instalação, nas tarifas de energia elétrica. O que após alguns anos garante o retorno financeiro do investimento. É um sistema de fácil adaptação na central de água gelada no sistema de ar condicionado. Dentre as desvantagens podemos citar: um custo inicial relativamente alto dependendo das dimensões do sistema, manutenção, operação e controle complicados.

Na década de 90, nos Estados Unidos, a termoacumulação já era aplicada em diversos edifícios comerciais de grande porte, como: escritórios, shoppings centers, escolas e hospitais. Pois utilizava-se tanto para armazenamento de frio no verão, como de calor no inverno.

No sistema de termoacumulação durante os períodos de baixa carga térmica, os chillers são ajustados para resfriar os tanques de termoacumulação. Assim, tem-se disponível energia em baixa temperatura que pode ser utilizada nos períodos de ponta, em que o preço do kWh estiver mais caro devido à alta demanda elétrica. Desta forma, o funcionamento dos chillers pode ser reduzido ou até desligado, reduzindo substancialmente o consumo de energia elétrica no período de ponta de consumo.

Instalações que apresentam sistemas de termoacumulação necessitam de uma constante avaliação e conhecimento da carga térmica do edifício. Esse controle deve-se pela necessidade de avaliar se o sistema supre a demanda térmica da edificação ao longo do ano e, além disso, para determinar qual a faixa horária ótima para a produção e estocagem de “frio”, uma vez que a demanda energética é elevada e influencia diretamente na tarifa energética mensal da edificação.

Chumioque (2004) utilizou as equações constitutivas e as de conservação de massa e energia para avaliar os componentes da CAG de um dos blocos do prédio da PUC-Rio. Seu trabalho consistiu em modelar o chiller, um tanque de armazenamento de água gelada e uma torre de resfriamento. O modelo permitiu conhecer as condições de funcionamento ótimas para o sistema, o que permitiu reduzir a potência dos componentes (menor investimento) e o consumo de energia, mantendo a carga térmica da edificação. Por fim, concluiu-se que caso o chiller permanecesse desligado durante o período de ponta do consumo elétrico, acarretaria numa redução de 37% do valor mensal da tarifa elétrica.

Pimenta *et al* (2004), desenvolveu um trabalho voltado para uma análise do sistema de termoacumulação da PGR. O estudo técnico foi completo por diversas etapas, sendo uma delas a caracterização da problemática que acarretou na paralização do sistema acumulativo. Com a análise das *ice-balls*, comprovou-se que uma falha construtiva das esferas reduzia sua vida em fadiga, ocasionando em seu rompimento antes do tempo previsto. Posteriormente, foram levantadas alternativas para recompor o sistema de termoacumulação da PGR, com cronogramas e equipes sugeridas para sua execução.

Lee (2005) avaliou a possibilidade de aumentar a economia de energia de um supermercado propondo uma solução de retrofit para a CAG da edificação. Em seu trabalho foi realizado um estudo comparativo entre o sistema de termoacumulação de calor sensível (água gelada) e o sistema de recuperação de energia. Por ser uma edificação de grande porte, o consumo elevado de energia para alimentar as UTL's torna-se mais interessante a implementação da termoacumulação, já que o consumo de energia nos horários de pico é reduzido.

Hagel (2005) realizou um estudo computacional da demanda térmica de climatização de uma sala do edifício sede da Procuradoria Geral da República. Seu trabalho consistiu em avaliar a partir do programa Energy Plus a carga térmica de uma das salas do edifício ao longo de todo o ano. Partindo dos dados da simulação é apresentada uma forma de *retrofit* da sala a fim de reduzir os ganhos internos de calor gerados por insolação. Por fim, a partir de uma análise financeira, calculou-se uma redução nas tarifas de energia, de R\$ 19.088 ao longo de um ano foi atingida com a realização das propostas do referido trabalho. Ou seja, além de se mostrar um investimento economicamente viável a questão sustentável também é atingida.

Fedalto (2010) avaliou a possibilidade de implementação de um sistema de termoacumulação de calor sensível para a fábrica da Pirelli em Gravataí. Seu trabalho se baseou em uma análise técnico econômica para substituição do sistema de refrigeração de toda a fábrica, que na época era mantido continuamente por chillers condensados a água. Por fim, conclui-se que, com a adoção do sistema termoacumulador com capacidade de armazenamento de 1500 m³, acarretaria uma redução de até 27% durante o verão. Além disso, os custos iniciais para sua implementação seriam reduzidos uma vez que o sistema de refrigeração da fábrica já era dimensionado para o uso da termoacumulação.

Dombrosky (2012) estuda o sistema de climatização do aeroporto de Porto Alegre, com o objetivo de avaliar se é viável readmitir o sistema de termoacumulação já existente, mas temporariamente inoperante. Para possibilitar uma avaliação global foi realizada a simulação tanto do terminal de passageiros, como dos equipamentos integrantes da edificação. A partir da análise da simulação concluiu-se que os gastos com energia elétrica para suprir a carga térmica do ambiente, eram superiores aos gastos com o sistema de termoacumulação atrelado. Anualmente foi calculado uma redução de R\$ 312.206, uma vez que a redução de demanda elétrica na ordem de 77% nos horários de ponta foi considerável. Além disso, a reativação do

sistema de termoacumulação possibilitaria um aumento de 25% na capacidade refrigeradora da edificação, assim custos com investimentos futuros seriam reduzidos.

Barbosa (2013) modelou matematicamente o sistema de refrigeração da PGR com o uso do software E.E.S (Engineering Equation Solver). Seu trabalho consistiu em modelar separadamente e em conjunto os equipamentos do sistema de climatização. A partir da modelagem computacional dos equipamentos constituintes da CAG, foi possível avaliar, com maior precisão, a possibilidade de reativação do sistema de termoacumulação. Por fim, concluiu-se que o COP dos chillers foi reduzido em 45% quando o set point de temperatura foi reduzido para -5,6°C para alimentação dos tanques termoacumuladores. Essa redução no desempenho das URL's atrelado ao valor da tarifa energética cobrada na época (2013), inviabilizou a reativação dos tanques.

Condessa e Neto (2014) partem de uma análise técnico-econômica para avaliar possibilidade de implementação do sistema de termoacumulação no Campus II do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais (CEFET-MG). O Campus é composto por 19 prédios e cada um deles por diversas zonas térmicas. Primeiramente a carga térmica de cada edificação é calculada, para que assim, a solução de climatização central fosse definida com mais precisão. Dentre as soluções existentes a termoacumulação de calor latente (gelo) foi a mais viável economicamente. Foi levado em conta a tarifação hora-sazonal do Brasil, de forma que a produção de “frio” ocorresse durante os horários ótimos para tal finalidade.

Lins e Caiafa (2016) desenvolveram uma metodologia para aplicação de *retrofit* em sistemas de água gelada. Como caso de estudo, foi utilizada a CAG da Procuradoria Geral da República. O objetivo principal do trabalho foi consolidar a metodologia de forma que o trabalho/projeto fosse seguido de forma sequencial. A partir de uma análise simplificada de investimentos, concluiu-se que a reativação dos tanques termoacumuladores era inviável devido as dimensões dos custos necessários. Com base em medições em campo das atuais condições de funcionamento dos componentes da CAG, e de questionários entregues aos responsáveis pela manutenção, obteve-se um maior entendimento da atual condição da instalação.

A partir dessa revisão, pode-se concluir que a termoacumulação é uma ferramenta que ainda possui campo para utilização atualmente. A necessidade de economizar e utilizar mais racionalmente a energia disponível no mercado, evitando assim prejuízos ambientais, faz-se cada vez mais presente em nosso meio social. Sendo assim, a constante análise e otimização, do sistema de climatização de grandes edificações, como é o caso da Procuradoria Geral da

República, tem sua devida importância, uma vez que, como já foi dito anteriormente, esse sistema, pode ser responsável por 40% ou mais do consumo elétrico de uma edificação.

1.3Objetivos.

O presente trabalho buscou uma análise técnica-econômica do sistema de termoacumulação de calor latente da Procuradoria Geral da República. O objetivo principal foi analisar se a reativação dos tanques acumuladores é viável economicamente para a edificação em estudo, com o atual perfil de ocupação e funcionamento. Com a conclusão sobre a inviabilidade da reativação do sistema, foram estudadas e propostas alternativas para retrofit da CAG, como por exemplo substituição dos *chillers* por equipamentos mais eficientes e de maior capacidade. A partir de simulações termo energéticas, conhecer o perfil de funcionamento das alternativas propostas, e a consequente redução de consumo elétrico.

Por fim, através de uma análise de viabilidade econômica dos investimentos, conhecer o tempo do retorno financeiro do dito investimento. Mesmo se tratando de uma análise de uma edificação específica (PGR), após o término do presente trabalho, espera-se consolidar uma metodologia de análise replicável para outras edificações.

1.4 Metodologia.

Primeiramente inicia-se um levantamento dos estudos e fundamentos sobre o tema de estudo. Desta forma, se justifica a temática do projeto.

A segunda etapa, trata de uma revisão dos conceitos teóricos que serão utilizados ao longo do documento. Define-se também, a partir de um estudo teórico, cada componente presente na central de água gelada. Essa fase inicial tem como finalidade o entendimento dos parâmetros de funcionamento dos componentes constituintes da CAG. Além disso, nessa etapa define-se as ferramentas computacionais utilizadas nas análises desse projeto de graduação. Posteriormente, inicia-se um estudo com foco na termoacumulação com um levantamento das vantagens e desvantagens de cada tipo de sistema possível a ser implementado.

O capítulo três, apresenta os parâmetros de viabilidade econômica que foram utilizados como ferramentas de análises das alternativas de *retrofit* propostas. Além disso, são inseridos nessa etapa, os parâmetros de eficiência das máquinas de refrigeração, e uma breve discussão sobre a tarifação energética brasileira.

Em seguida na próxima etapa, temos a apresentação do estudo de caso. Essa fase, mostra um levantamento da situação atual dos equipamentos da CAG, do seu modo de operação e das mudanças ocorridas desde o início do seu funcionamento em 2002. O foco dessa etapa é a análise dos tanques acumuladores, uma vez que o sistema foi desativado por falhas desde 2003. Com a análise do estudo de caso, teremos a justificativa se a reativação dos tanques ainda é viável economicamente.

O quinto capítulo apresenta as análises realizadas com base em todo o estudo teórico e com o estudo de caso realizado. Neste capítulo, apresenta-se as justificativas da viabilidade ou não do sistema de termoacumulação da PGR e seus benefícios.

Já o capítulo 6, mostra as alternativas de *retrofit* possíveis para a edificação, desde a mudança de fluido refrigerante dos *chillers* atuais, até a aquisição de novos equipamentos de maior capacidade e eficiência. E com simulações termo energéticas de cada alternativa proposta, para a otimização da CAG em estudo, temos de maneira mais precisa, a redução do consumo elétrico de cada sistema apresentado como alternativa.

Por fim, analisar financeiramente o projeto e o retorno do investimento, de acordo com a proposta e a escolha tomada.

1.5 Estrutura do trabalho.

Este projeto de Graduação é dividido em 7 capítulos. Inicialmente é realizada uma introdução do tema de estudo e de sua relevância atual e para perspectivas futuras. Além de uma revisão bibliográfica dos trabalhos e teses mais importantes publicados desde o início do tema. Por fim, enuncia-se os objetivos e a metodologia do presente trabalho de forma a orientar o leitor.

O capítulo 2 apresenta uma revisão dos conceitos teóricos necessários para entendimento e desenvolvimento do trabalho. Conceitos esses, desenvolvidos ao longo da graduação e imprescindíveis para a discretizar cada componente da central de água gelada e dos tanques de termoacumulação.

No capítulo 3 apresenta uma breve introdução sobre parâmetros de viabilidade econômica que serão utilizados futuramente, para a análise dos investimentos futuros.

O capítulo 4 refere-se ao caso de estudo e seu detalhamento minucioso. Uma descrição geográfica, externa, interna e estrutural do edifício sede da Procuradoria Geral da República e dos componentes necessários para a realização do estudo.

O capítulo 5, trata mais especificamente sobre o sistema de termoacumulação da edificação em estudo. Discute-se o motivo de falha das *ice-balls*, o custo operacional para reativação da tecnologia, apresenta-se a análise do consumo energético dos *chillers* para carga dos tanques e a simulação sobre o comportamento térmico da edificação. Concluindo que, a reativação do sistema de termoacumulação de calor latente, não se mostra uma alternativa viável para a edificação em estudo.

O sexto capítulo, apresenta o levantamento de alternativas para *retrofit* da CAG, já que houve a comprovação que o sistema de termoacumulação não era mais viável. Analisou-se a possibilidade de manter os *chillers* atuais, porém realizando o *retrofit* do fluido refrigerante. Além disso, discorreu-se sobre a expectativa de vida útil dos componentes de uma CAG. Finalizando na análise do consumo elétrico operacional dos equipamentos atuais e das alternativas propostas, e com a análise financeira de cada alternativa levantada para a edificação em estudo.

Por fim, temos o sétimo capítulo, com a conclusão de todos os levantamentos e análises realizadas durante o projeto.

2. CONCEITOS TEÓRICOS, TECNOLÓGICOS E FERRAMENTAS COMPUTACIONAIS.

A ASHRAE define o termo “ar condicionado” como “processo de tratamento de ar para atender os requisitos de um espaço condicionado por meio do controle de umidade, temperatura, limpeza e distribuição do ar” (ASHRAE 2001). Ou seja, um sistema de condicionamento do ar deve garantir não só o conforto térmico dos ocupantes do estabelecimento, mas também a limpeza e renovação do ar interior.

Ambientes de grande carga térmica ao longo do dia, necessitam de aparelhos de grande capacidade refrigeradora. Podemos dividir os tipos de ar condicionado basicamente em quatro tipo: sistema central para um prédio, *Split*, *Self-Contained* e sistemas individuais. No caso estudado (PGR) temos um sistema central de água gelada, composto por *chillers*, torres de resfriamento, bombas, *fan-coils* e os tanques acumuladores. Sistemas de água gelada além de mais complexos são mais caros. São recomendados para a refrigeração de sistemas centrais com cargas térmicas elevadas superiores a 1000 kW, e, por possuírem alta eficiência e confiabilidade são preferíveis aos sistemas individuais como os *Split* convencionais.

2.1 Carga térmica de Resfriamento.

De acordo com a ASHRAE carga térmica é a quantidade de calor (sensível e latente) a ser retirado do ambiente por unidade de tempo, para que o espaço confinado permaneça nas condições de conforto térmico estabelecidas. Essa quantidade de calor é atingida pelo somatório do calor (sensível e latente) interno e externo fornecido e ou gerado pelo ambiente.

2.1.1 Calor Sensível.

Parcela do calor fornecido ou retirado de um corpo, variando sua temperatura, mas sem alterar seu estado físico. Ou seguindo as normas brasileiras, “calor que produz uma variação da temperatura do ar sem alteração do conteúdo de umidade” (NBR 16401).

2.1.2 Calor Latente.

Parcela do calor fornecido ou retirado de um corpo, variando sua temperatura e seu estado físico. Vale salientar que não há variação de temperatura no corpo durante a mudança de estado físico, ou seja, a mudança de estado ocorre a temperatura constante. Ou seguindo as

normas brasileiras “calor de evaporação ou condensação do vapor de água do ar, que produz uma variação do conteúdo de umidade do ar sem alterar sua temperatura” (NBR 16401).

O calor fornecido para o ambiente é resultado do somatório dos processos de transferência de calor são eles: condução, convecção e radiação. Na grande maioria dos casos, a carga térmica de um ambiente atinge seu pico próximo aos meio dia e início da tarde, horário de maior incidência solar e de maiores temperaturas externas.

Já o calor gerado internamente pelo ambiente é resultado do somatório do calor gerado pelos equipamentos elétricos, iluminação, pessoas (maior parcela) e infiltrações de ar.

2.2 Ferramentas Computacionais para Simulação de Carga Térmica.

O advento da simulação computacional está se tornando cada vez mais presente em sistemas de climatização, pois a partir dos resultados obtidos tem-se maior confiabilidade na tomada de decisão sobre o sistema implementado. Sistemas de grande porte e que exigem uma alta redundância, como data centers e salas cofre, são os mais comumente simulados, já que a margem de erro no dimensionamento térmico requerido é mínima.

No presente trabalho foram utilizados, 4 softwares diferentes para o dimensionamento térmico da edificação (PGR). Tal escolha se justifica pelo fato de parte dos softwares se complementarem (Sketchup, Open Studio e Energy Plus). O quarto software utilizado (YorkCalc), apresenta curvas de performance e rendimento dos equipamentos constituintes de uma CAG aplicados ao mercado, desta forma, foi o utilizado na simulação de operação da CAG. Assim, os softwares de simulação usados foram:

2.2.1 SKETCHUP

Esse software permite a modelagem tridimensional da estrutura física a ser simulada. Toda a construção e parâmetros geométricos da edificação são definidos aqui. Por ser um software livre e de fácil acessibilidade é utilizado por diversas áreas da engenharia, arquitetura e design.

É um produto do grupo Google e, devido a isso, possui comunicação com a interface do Google Earth, o que permite importar cenários para serem criados sobre o ambiente real. Desenvolvido pela *At Last Software*, e posteriormente comprado pela Google, o software passou por diversas revisões e atualizações, tornando-o um dos poucos softwares de desenho tridimensional com acessibilidade para simulações térmicas. (Sketchup, 2018).

2.2.2 ENERGY PLUS.

Trata-se de um dos softwares livres mais utilizados para simulações térmicas. Criado e desenvolvido pelo Departamento de Energia dos Estados Unidos (DOE), trata-se de um programa computacional capaz de realizar simulações térmicas e energéticas de diversas edificações. Por ser um software livre, recebe constantemente atualizações por usuários de todo o mundo. É um programa com uma ferramenta de cálculo extremamente poderosa e versátil, onde o utilizador é capaz de definir desde as propriedades termodinâmicas dos materiais construtivos da edificação, até os arquivos geográficos e climáticos de diversas localidades ao redor do planeta.

Porém, é um programa que não apresenta interface gráfica, desta forma toda a simulação e desenho geométrico devem adicionados ao programa sobre a forma de coordenadas cartesianas no plano. Essa desvantagem apresentada pelo software torna-o de elevada complexidade e com altas possibilidades de erro ao longo da simulação.

2.2.3 OPEN STUDIO.

Criado por uma parcela do DOE, conhecida como National Renewable Energy Laboratory (NREL), esse software trata-se de uma extensão que reúne as ferramentas de desenho do Sketchup e a base de cálculo do EnergyPlus. Trata-se de um programa gratuito e com a mesma capacidade de simulação que o EP, porém com uma interface gráfica amigável e de entendimento razoável. A grande vantagem desse software é justamente a possibilidade de realizar simulações sobre caráter visual, e depois de todas os parâmetros definidos, a base de cálculo utilizada é a do próprio EP. Desta forma, as simulações termo energéticas ganharam mais espaço no meio acadêmico, inclusive na graduação, quando antigamente eram utilizadas apenas por mestre e doutores.

2.2.4 Arquivos Climáticos.

Arquivos climáticos utilizados em simulações computacionais são baseados em estudos e análises de dados coletados a cada hora, pelo “US National Climatic Data Center” ao longo de 18 anos. Esses arquivos foram resultados de projetos de pesquisa 1015 da ASHRAE realizado para o 4.2 Comitê Técnico de Dados Climáticos da ASHRAE. (Hagel, 2005).

Esses arquivos apresentam a radiação solar e temperaturas externas ao longo do dia, estimados de acordo com a geometria e movimentação de transação e rotação do planeta Terra. Esses dados apresentados levantados pela ASHRAE são definidos com formato “EPW”, são licenciados pelo Departamento de Energia dos EUA (DOE) e disponibilizados em sua página

online. A partir do arquivo de dados climáticos o usuário pode importar o posicionamento geográfico da cidade, e dados do dia típico de projeto, nos quais a temperatura de bulbo seco e umidade críticas já são previamente definidas.

2.2.5 YORK CALC.

Neste trabalho foram adotados 4 softwares para as simulações termo energéticas propostas, como já foi definido acima. O Energy Plus, foi utilizado para o melhor entendimento do comportamento térmico da edificação. Uma vez que a parte de construção física e geométrica da edificação podem servir de inputs da simulação. Resultando assim, na distribuição térmica e no perfil de carga aproximado da obra estudada.

Para a simulação da operação da CAG e das alternativas propostas de *retrofit*, foi utilizado um outro software, o YorkCalc. Esse programa possui seu foco em avaliar os custos operacionais de todos os componentes da CAG, como: *chillers*, bombas e torres de condensação (para os condensados a água). Definindo o *schedule* de funcionamento dos equipamentos, e o arquivo climático da região, o software possui um banco de dados baseado nos arquivos de temperatura Bin da ASHRAE, que apresentam as temperaturas de bulbo seco externas de cada região e suas horas de ocorrência anuais. Com o aumento da temperatura externa, o software interpreta como aumento da carga térmica da edificação, e traduz como crescente demanda de produção de água gelada ao *chiller*. Desta forma, pode-se simular o consumo energético operacional de todos os equipamentos, já que os dados operacionais também são inputs. Segue abaixo um print retirado da tela inicial do software:

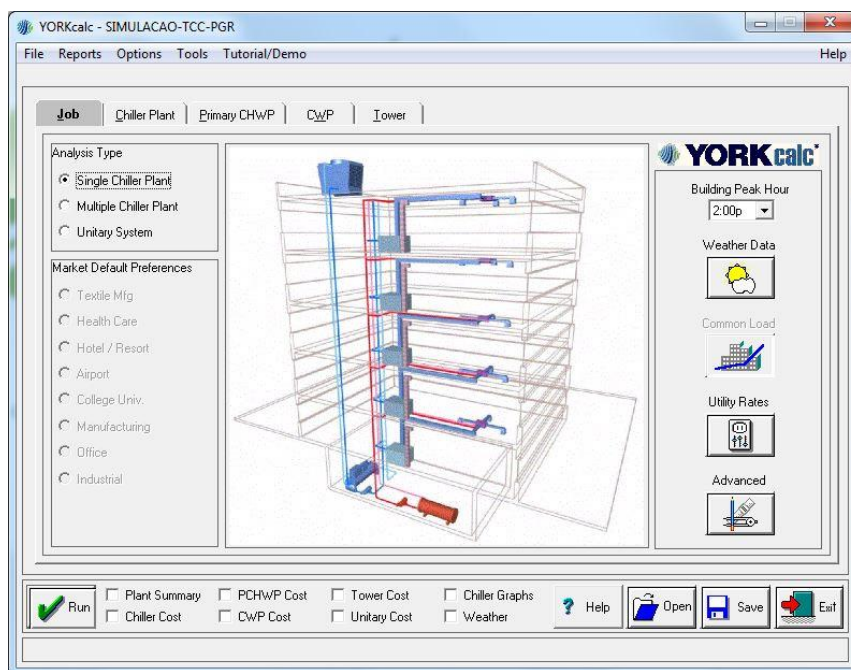


Figura 2.1- Software de simulação termo energética YORKCALC (Johnson Controls, 2018).

Por fim, com as alterações disponíveis na gama de equipamentos distribuídos no mercado, o software auxilia na escolha das alternativas mais direcionadas para cada edificação. Uma vez, que podemos, através de simulações, conhecer o perfil de consumo operacional de cada equipamento constituinte da CAG.

2.3 Ciclo de Refrigeração por Compressão.

Os sistemas de ar condicionado mais comuns utilizam o processo de refrigeração através de compressão de vapor de fluido (frigorífico ou refrigerante), que consiste em um processo de quatro etapas. De maneira resumida temos: compressão, condensação, expansão e evaporação.

1. Compressão do fluido refrigerante no estado de vapor, de baixa para alta pressão, no compressor.
2. Dessuperaquecimento e condensação do fluido frigorífico, a alta pressão, através de um trocador de calor (condensador) que utiliza ar externo ou água proveniente da torre de resfriamento, onde é resfriada pelo ar externo.
3. Expansão do fluido frigorífico líquido, através da válvula de expansão, que resultará em uma mistura de líquido e vapor a baixa pressão e temperatura.
4. Evaporação total do fluido refrigerante a baixa pressão, através do trocador de calor, responsável por resfriar e desumidificar o ar a ser inflado no ambiente condicionado.

Uma representação esquemática do ciclo de refrigeração a vapor segue abaixo

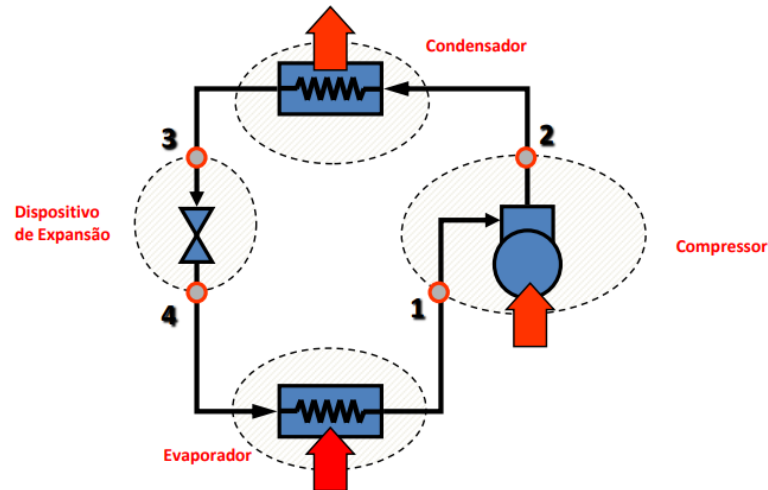


Figura 2.2- Ciclo de compressão a vapor. (Pimenta, 2018)

2.3.1 Coeficiente de Performance.

A eficiência de uma máquina frigorífica é medida pelo Coeficiente de Performance (COP). Calculado pela razão entre a capacidade de refrigeração da máquina e a energia total fornecida para realização do ciclo de refrigeração. Sendo o compressor, a principal fonte de consumo elétrico, seu consumo necessário para realização do ciclo de refrigeração é tido como o divisor da equação de eficiência. A fórmula matemática referente ao COP é:

$$COP = \frac{\text{Efeito útil refrigeração}}{\text{Consumo para realizá-lo}} \quad (2.1)$$

Sendo o efeito útil de refrigeração, calculado como a diferença entálpica sofrida pelo fluido refrigerante no evaporador, multiplicada por sua vazão mássica.

Como todas as medidas de eficiência, o COP é uma grandeza adimensional, e pode ser encontrado nas formas de kW/kW, ou mais usualmente em kW/TR. Sendo essa última forma, mais empregada no mercado, uma vez que expressa de forma direta quantos kW de energia o equipamento consome para a produção de uma tonelada de refrigeração (TR).

2.4 Chiller.

O ciclo de refrigeração do *chiller* é de expansão indireta (quando o ar insuflado no ambiente é resfriado por uma serpentina que utiliza um fluido secundário, geralmente água líquida previamente resfriada no *chiller*). Ou seja, para esse equipamento, temos dois ciclos de refrigeração. O fluido primário passa pelo processo de refrigeração por compressão, para que depois, na unidade evaporadora da URL, o refrigerante reduza a temperatura do fluido secundário que flui através do evaporador, e alimenta todo o circuito de água gelada.

O *chiller* trata-se do principal equipamento da CAG, já que é onde ocorre todo o ciclo de refrigeração que garante o diferencial de temperatura entre os líquidos na entrada e saída do sistema global. Dentre os *chillers* disponíveis no mercado podemos diferenciá-los basicamente pelo tipo do compressor (scroll, centrífugo e parafuso) e pelo tipo de condensação (ar ou água). Parâmetros esses que influenciam diretamente na capacidade refrigeradora do equipamento, como segue na tabela abaixo.

Tabela 2.1- Capacidades dos Chillers disponíveis no mercado (Johnson Controls, 2018)

Condensação	Compressor		
	Scroll	Parafuso	Centrífugo
AR	15 a 200 TR	50 a 500 TR	-
Água	50 a 200 TR	55 a 300 TR	165 a 3000 TR

Como pode-se perceber, o modelo do compressor altera diretamente a capacidade refrigeradora da URL. A potência de refrigeração é influenciada pela vazão mássica de fluido refrigerante enviado por ciclo e pelas razões de compressão aplicadas ao fluido refrigerante. Uma vez que, a capacidade de refrigeração do evaporador de uma máquina frigorífica é calculada pela demanda de fluido refrigerante enviado pelo compressor. Na utilização da termoacumulação de calor latente os *chillers* devem ser preferencialmente com compressores do tipo parafuso. Isso se deve pelo fato dessas máquinas suportarem razões de pressão superiores do que as de compressor *scroll* por exemplo.

2.4.1 Condensação a ar.

Nesse tipo de *chiller* não há a necessidade de torres de resfriamento, pois a recirculação do ar é realizada por ventiladores posicionados na parte superior do equipamento. A condensação do fluido primário, quando este sai a alta temperatura da descarga do compressor, é realizada por uma corrente de ar que flui através do condensador, por isso é dito de condensação a ar. Esses aparelhos possuem uma limitação de serem posicionados em locais ao ar livre, além de possuírem capacidades refrigeradoras inferiores quando comparados aos modelos condensados a água.



Figura 1.3 Chiller de condensação a Ar (York 2015).

2.4.2 Condensação a água.

Nesse tipo de *chiller* o fluido refrigerante troca calor com a água no condensador. Nessa configuração é necessária a presença de uma torre de resfriamento de água. Pois, a água ao ser aquecida no condensador é enviada para uma torre de resfriamento e retorna com uma temperatura inferior para que a troca de calor seja mais efetiva. Ou seja, nessa configuração temos um duplo circuito, a água é aquecida no *chiller* e resfriada na torre, o que permite uma maior capacidade frigorífica a esses aparelhos.

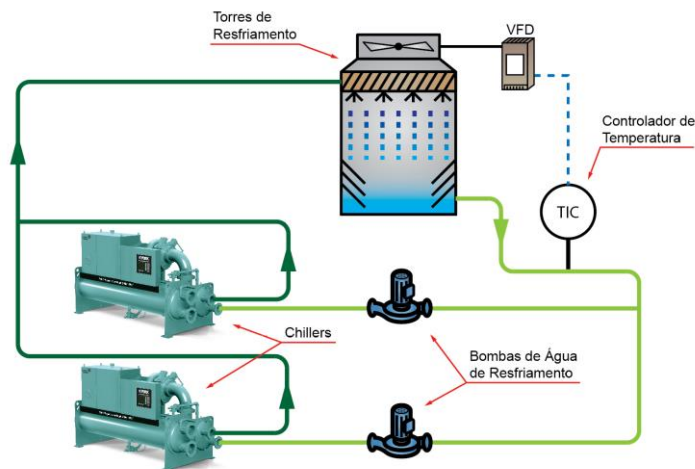


Figura 2.4 - Esquema de circuito *chiller* e torre de resfriamento (CLETO,2016)

Os *chillers* de condensação a água são preferíveis aos condensados a ar, quando a limitação de água não é uma restrição. Além de possuírem capacidades refrigeradoras maiores, possuem instalação mais flexível (subsolo da edificação), permitem a utilização da termoacumulação e possuem COP maiores.

Esses aparelhos ficam em desvantagem quando comparados aos condensados a ar em quesitos como maior consumo de água, justificado pela necessidade da torre de resfriamento, e custos maiores para instalação e manutenção.



Figura 2.5 Chiller centrífugo de condensação a Água (York, 2018).

2.5 Torre de resfriamento.

A dissipação do calor do ambiente climatizado é realizada por uma torre de refrigeração. Trata-se de uma coluna de transferência de calor e massa que resfria a água de condensação proveniente da unidade resfriadora (*chiller* de condensação a água). A água proveniente do condensador entra pela parte superior da torre e desce por gravidade através do corpo, até a bacia (parte inferior). Uma grande superfície da água de condensação é exposta ao ar atmosférico, aumentando assim a dissipação de calor para o ambiente, pelo aumento do contato entre o ar e a água (WANG, 2001).

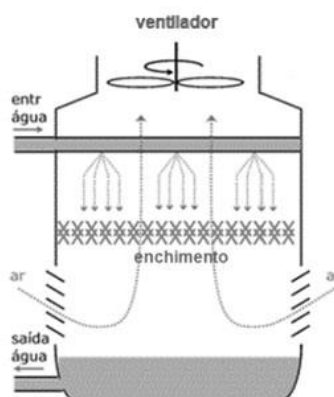


Figura 2.6- Esquema de representação da Torre de resfriamento (Revimaq, 2018).

2.6 Fan-coils

Fan-coils são equipamentos utilizados para resfriar, desumidificar e filtrar o ar. Seu funcionamento se assemelha ao de evaporadoras comuns, pois o ar é resfriado por uma serpentina na qual passa um fluido (geralmente água gelada proveniente do *chiller*) a baixa temperatura. A principal característica desses equipamentos, está em que *Fan-coils* são máquinas de grande capacidade refrigeradora, sendo recomendados para ambientes com grandes cargas térmicas como shoppings, supermercados, cinemas, hospitais e afins.

O funcionamento de um *Fan-coil* se baseia em serpentinas de cobre ou alumínio, nas quais circula a água gelada, insufladas por grandes ventiladores até o sistema de filtragem e logo após o ar já resfriado e desumidificado, chega no ambiente condicionado. Pode-se ainda encontrar sistemas com caixas de mistura de ar acopladas, desta forma o ar de retorno do ambiente pode-se misturar ao ar externo garantindo assim, a renovação do ar ambiente.

2.7 Princípios da Termoacumulação.

A termoacumulação (de frio ou calor) tem, como finalidade básica, a transferência de cargas elétricas que são indesejáveis em determinados momentos, e que podem ser manuseadas com relativa facilidade e conveniência nos horários de ociosidade do sistema elétrico. O sistema de termoacumulação não necessariamente economiza energia. Pois, pode consumir a mesma quantidade de energia que um sistema padrão de ar condicionado, ou até mais, já que existem perdas térmicas ao longo do processo de produção. Mas, o sistema de termoacumulação pode garantir uma economia nas tarifas de energia elétrica, uma vez que durante os horários de pico, quando o custo do kWh é superior, o consumo de energia é reduzido.

Uma diferença básica existente entre os tipos de sistemas de termoacumulação existentes é a forma de armazenamento do calor que pode ser sensível (água gelada) ou latente (gelo). Além disso, vale salientar que existem diferentes tipos de tanques existentes no mercado. As principais características que diferem os tipos de tanques são: o tipo de material constitutivo (concreto, aço carbono ou fibra) e a disposição deles no sistema (subterrâneos, parcialmente enterrados ou ao ar livre).

Todos os modelos de tanques possuem vantagens e desvantagens. Os tanques submersos são preferíveis, pois o solo atua como isolante térmico dificultando as trocas térmicas do tanque com o meio ambiente, porém são de difícil manutenção. Os tanques expostos facilitam a

manutenção e além disso, facilitam o controle sobre toda a estrutura do tanque, mas exigem um custo mais elevado no seu isolamento térmico.

Quanto ao material constituinte dos tanques, existem três tipos mais comuns. Os tanques de concreto além de possuírem custos inferiores e serem de fácil construção possuem um material de baixa condutividade térmica, o que auxilia na resistência térmica da estrutura. Já os tanques de aço carbono são muito utilizados na indústria devido a praticidade e baixa manutenção, mas o custo elevado para aquisição e a necessidade de envolvê-los com isolantes térmicos são pontos negativos durante a realização de projetos. Por fim, os tanques de fibra possuem boa rigidez estrutural, ao desgaste e possuem custos inferiores, mas são feitos em tamanhos pré-determinados, o que dificulta na aquisição de tanques com dimensões superiores. (Fedalto, 2010).

Os tipos de termoacumulação mais comuns atualmente são:

2.7.1 Termoacumulação de Calor Sensível.

Este é o melhor e mais eficiente sistema de água gelada disponível, pois pode-se incluir na sua concepção algumas variações que melhoram ainda mais a eficiência e controle sobre o sistema. Porém, sua instalação é restrita a locais com grandes espaços verticais, uma vez que os tanques são posicionados de maneira vertical, já que o fluxo de calor é estratificado (separação da água quente e gelada garantida pelas diferentes densidades).

Nesse tipo de configuração é explorado o calor sensível da água nas trocas térmicas, o que garante maiores dimensões aos tanques quando comparados aos de mesma capacidade frigorífica, mas alimentados por gelo.

Dentre as vantagens desse tipo de sistema podemos citar:

- Menor consumo de energia elétrica, já que o diferencial de temperatura é menor cerca de 8°C. Desta forma, a URL é menos solicitada e consequentemente consome menos energia.
- O tanque de água gelada, caso necessário, pode ser usado como “sprinkler” em combates de incêndio, devido as suas grandes dimensões de armazenamento de água.
- A potência do *chiller* é maior quando comparada ao sistema de estocagem de gelo. Durante o dia, quando a carga térmica local não está no pico, pode-se direcionar o *chiller* também para estocagem de água gelada. Ou seja, o tanque

pode funcionar como *by-pass* livre e garantir fluxo em duplo sentido para a água gelada.

Dentre as desvantagens do sistema podemos citar:

- A utilização do calor sensível da água, assim o volume de água necessário para resfriar o sistema é cerca de 8 vezes maior quando comparado com o sistema de termoacumulação de gelo, o qual utiliza o calor latente da água (Cleto, 2016). Já que o calor sensível da água é de 4,18 kJ/kg.K. Assim, o grande volume vertical necessário para sua implementação torna o sistema inviável em algumas edificações comerciais, como é o caso da PGR. Sendo mais comumente utilizando em supermercados, shoppings e aeroportos.
- Outra observação importante a se considerar em sistemas de TA com água gelada é a mistura entre a água quente que retorna ao sistema e a água gelada interna ao tanque. Pelo fato de estarem na mesma fase a água “quente” e “gelada” se misturam de maneira mais desordenada ao longo do tanque.

2.7.2 Termoacumulação de Calor Latente.

Diferentemente do sistema de termoacumulação com água gelada, os sistemas alimentados por gelo se baseiam na troca de calor utilizando o alto calor latente de fusão da água (cerca de 334kJ/kg a 0°C) como fonte de resfriamento. Isso garante uma configuração mais compacta aos tanques. Como o interior do tanque deve ser congelado, a temperatura média do fluido na saída dos *Chillers* deve ficar entre 0°C e -10°C durante os períodos de produção e armazenamento de gelo. Já que a temperatura de saída do fluido no evaporador dos *chillers* é inferior à de congelamento da água, são utilizadas soluções ou aditivos para evitar o congelamento da água ao longo do percurso.

Dentre as vantagens desse sistema podemos citar:

- Tanques mais compactos quando comparados aos sistemas equivalentes de água gelada. Uma vez que nessa configuração utiliza-se o calor latente do gelo.
- Possível redução da demanda e do consumo de energia no horário de ponta de consumo.
- Não há mistura da água quente de retorno com a gelada interna ao tanque, como ocorre no sistema de água gelada. Nessa configuração, quando a água quente chega ao sistema inicia-se o derretimento das primeiras camadas de gelo, assim,

inicialmente as trocas térmicas ocorrem localmente. Porém, depois de certo tempo as trocas começam a ocorrer de forma desordenada.

Dentre as desvantagens podemos citar:

- Maior consumo de energia elétrica, pois para produzir gelo a temperatura de saída do fluido secundário deve ser inferior a 0°C. Assim, o consumo de energia dos *chillers* é consideravelmente maior.
- Redução considerável da eficiência das URL. Uma vez que o *chiller* necessita trabalhar com set points de temperatura inferiores há um aumento considerável no trabalho de compressão, o que ocasiona uma redução de aproximadamente 30% no COP.
- A alta demanda necessária do *chiller* impossibilita que a carga do tanque seja realizada durante o dia. Ou seja, a acumulação de “frio” só pode ocorrer em períodos de baixíssima carga térmica da edificação, de forma que os *chillers* fiquem exclusivamente direcionados para a produção de gelo.
- A manutenção do próprio tanque é mais complexa. Uma vez que podem surgir dilatações anômalas durante o processo de carga e descarga do tanque. Dilatações essas que podem ocasionar em rompimentos dos dutos e ou outros equipamentos internos ao tanque.
- Controle operacional do circuito primário mais complexo, já que os *chillers* operam em dois regimes distintos, produção direta e produção de gelo.

2.8 Circuitos de Termoacumulação.

2.8.1 TA água gelada.

O arranjo típico é o circuito alimentado por duas bombas. As bombas primárias alimentam os *Chillers* e as secundárias responsáveis pelos demais equipamentos. O tanque de termoacumulação deve ser instalado em uma tubulação de fluxo livre (“by-pass”) entre os dois circuitos, para que assim, o fluxo para o tanque se dê em função da diferença entre a vazão entre os circuitos primários e secundários.

Quando o tanque está “descarregado” o sistema secundário formado pelas bombas de vazão variável é desativado momentaneamente. Desta forma, todo fluxo de frio gerado pelo sistema primário é direcionado para alimentação do tanque. Com o fluxo de água gelada entrando na porção inferior do tanque a água mais quente e, portanto, menos densa permanece da parte superior e serve para realimentação dos *Chillers*, fechando o circuito, até que o tanque

esteja “carregado”. O desligamento do sistema secundário só ocorre em períodos de carga térmica muito baixa na edificação, de forma que o carregamento do tanque não comprometa o sistema central e o conforto térmico dos ocupantes.

Nos horários de ponta do consumo de energia elétrica o sistema primário pode ser desativado. Assim, as bombas do sistema secundário succionam a água gelada na porção inferior do tanque para alimentar o sistema. Em seguida a água “quente” que retorna dos equipamentos retorna ao anel superior do tanque, o qual vai se aquecendo “descarregando”. Uma imagem representativa de todo o sistema segue abaixo.

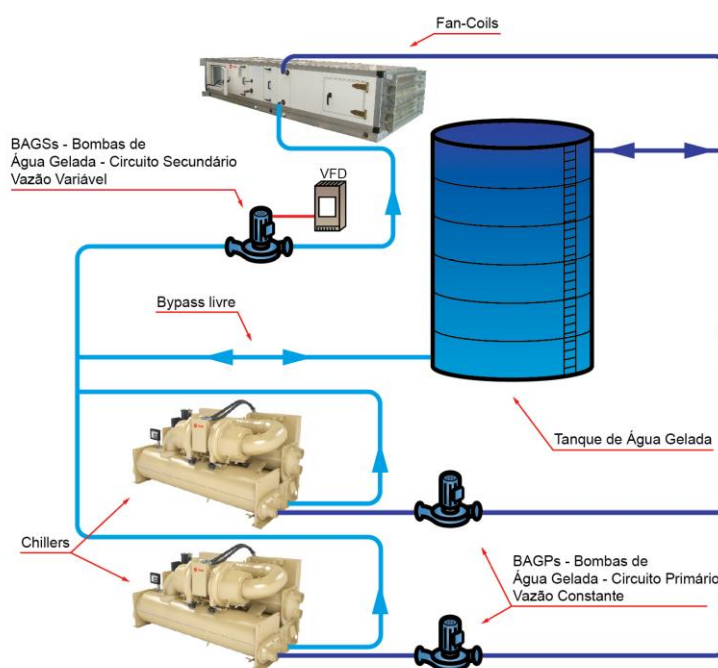


Figura 2.7- Esquema de TA com água gelada (CLETO, 2016)

2.8.2 TA gelo.

Existem basicamente dois tipos de configurações para sistemas de termoacumulação com gelo, são eles:

- **ICE-BALLS:** Os tanques são preenchidos com pequenas esferas herméticas de aproximadamente 100 mm de diâmetro contendo água destilada ou outra solução em seu interior. As esferas ficam imersas em uma solução de água e monoetileno glicol a 25% em peso, o que garante que a temperatura de congelamento aproximada de -11°C , para o fluido circundante.

Durante o período de “carga” do tanque a solução de água e monoetileno glicol circula a temperaturas abaixo de 0°C congelando a água dentro das *Ice-balls*. Durante o período de “descarga” do tanque a solução retorna com uma temperatura superior a 10°C o que garante o descongelamento processual das *Ice-balls*.

A superfície das esferas deve ser resistente o suficiente para suportar as contrações e dilatações durante o processo de carga e descarga do tanque. Caso contrário podem haver vazamentos e mistura dos fluidos, o que altera as propriedades químicas e físicas do fluido circundante podendo danificar permanentemente o sistema.



Figura 2.8- Foto com sinalização do local de fissura da amostra. (Pimenta, et al 2004)

- **ICE-BANK:** diferentemente do sistema das *ice-balls* nessa configuração temos diversos tanques menores internos ao tanque maior. As serpentinas flexíveis são preenchidas pela mistura de água e monoetileno glicol, e na parte externa fica armazenada a água e ou gelo.

No processo de carga do tanque, a partir do momento em que a solução passa no interior da serpentina inicia-se o congelamento da água no interior do tanque. Já o processo de descarga é semelhante ao das *ice-balls*. Quando a água quente retorna ao tanque o gelo é derretido, resfriando a água que é novamente bombeada ao sistema.

O arranjo do sistema é semelhante ao de termoacumulação com água gelada. O sistema é formado por dois conjuntos de bombas, as primárias atendem aos *chillers* e aos tanques, e as secundárias aos demais equipamentos. As bombas do circuito primário atendem aos *chillers* e aos tanques tanto na fabricação do gelo (congelamento) quanto no derretimento do mesmo (fusão).

Durante os períodos de ponta do consumo, os *chillers* são mantidos desligados e apenas as bombas de água gelada operam no derretimento do gelo armazenado no tanque. Por outro lado, as bombas secundárias continuam atendendo os condicionadores de ar. Já as bombas

primárias suportam o tanque de gelo descarregando-o, resfriando a água de retorno dos condicionadores até a temperatura desejada.

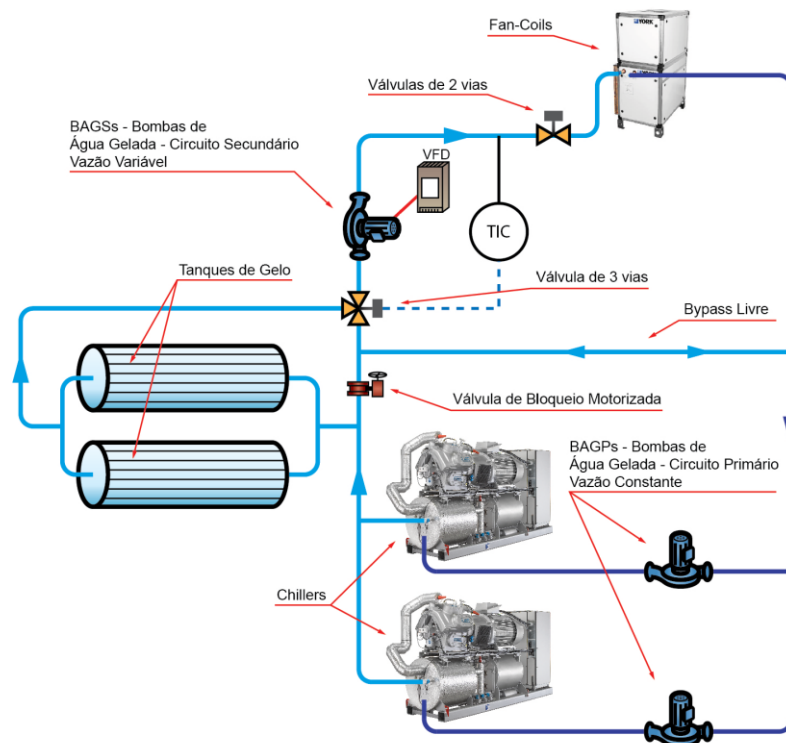


Figura 2.9 - Esquema de um sistema de TA com gelo (CLETO, 2016)

3. VIABILIDADE ECONÔMICA.

Atualmente os engenheiros e projetistas buscam o conforto térmico dos ocupantes, mantendo a eficiência energética maior possível, além de se preocupar com a sustentabilidade. Assim, os sistemas já existentes estão constantemente passando por modernizações tecnológicas aliadas a sustentabilidade (*retrofit*). Modernizações essas que visam reduzir os custos operacionais, mas aumentando a eficiência e tornando o projeto ambientalmente correto.

3.1 Valor Presente Líquido.

O VPL é um índice que avalia a viabilidade de um investimento. Sua metodologia de análise se baseia em agrupar para o tempo zero todos os fluxos de caixa e soma-los ao investimento inicial. A partir da rentabilidade absoluta do investimento aplicado, avaliado sobre a vida útil do equipamento. Desta forma pode-se analisar, caso o investimento seja viável, o tempo do retorno financeiro. Além disso, a metodologia do VPL leva em conta o valor do dinheiro no tempo (TMA).

Para um VPL menor ou igual a zero temos um investimento que não será viável economicamente. Já para valores positivos, sabe-se que o investimento será viável e a data deste retorno. (SAMANEZ, 2009).

$$VPL = \sum_{n=0}^N \frac{FCn}{(1+TMA)^n} \quad (3.1)$$

Onde, FC é o fluxo de caixa no tempo analisado e n o tempo para retorno do investimento.

3.2 TIR.

A taxa interna de retorno de um investimento é uma metodologia de cálculo que avalia o valor do dinheiro ao longo do tempo. Trata-se de uma taxa que anula o valor do VPL nos fluxos de caixa de um determinado investimento. Ou seja, para o fluxo de caixa ser nulo os lucros e débitos são iguais. A fórmula de cálculo é semelhante ao da equação 1.

$$I = \sum_{n=0}^N \frac{FCn}{(1+TIR)^n} \quad (3.2)$$

Onde, I seria o investimento total aplicado no projeto.

3.3 Payback.

Trata-se do método mais simples para avaliar a viabilidade de um investimento. A metodologia de cálculo do *Payback* consiste em reduzir do investimento inicial os valores de fluxo de caixa mensais. Assim, com o abatimento mensal do investimento tem-se o tempo no qual a aplicação é retomada. Essa metodologia de cálculo se difere do VPL, pelo fato do *Payback* avaliar apenas o tempo em que o investimento é retomado, ou seja, não é uma ferramenta de cálculo que avalia a vida útil do produto. O cálculo do *Payback* pode ser realizado a partir da equação abaixo:

$$\text{Payback} = \frac{\text{Investimento inicial}}{\text{Ganho periódico}} \quad (3.3)$$

Onde, o ganho periódico, no caso da aplicação de sistemas de HVAC pode ser uma economia de energia mensal por exemplo.

3.4. Tarifação da energia elétrica no Brasil

O sistema de cobrança elétrica Brasileiro é do tipo hora-sazonal. Por essa definição, entende-se que o valor cobrado pelo kWh durante um dia é dividido em períodos de ponta de consumo (geralmente 3 horas) e fora de ponta (restante das 21 horas do dia). Para a grande maioria dos consumidores, o consumo de ponta seriam a partir das 18:00 às 21:00. Já para grandes edificações, como por exemplo a PGR, o contrato tarifário acordado com a concessionária com horários de ponta e fora, podem divergir dos consumidores comuns. Uma explicação para esse tipo especial de contrato, se baseia em que o consumo de energia de uma edificação desse tipo é diferente dos consumidores habituais, uma vez que o fluxo de pessoas e consequentemente a carga térmica total da edificação varia num período comercial do dia. Ou seja, tem maior intensidade das 8:00 às 18:00.

O contrato tarifário leva em conta o consumo (kWh) e a demanda da edificação (kW). Deve-se salientar que caso o consumo do sistema elétrico predial formado pelo sistema de iluminação, segurança, climatização e transporte, seja superior à demanda contratada, a tarifa segue a mesma lógica das bandeiras tarifárias, porém com valores que podem ser mais elevados.

3.5 IPLV e NPLV.

Uma URL não trabalha a plena carga durante toda sua operação, uma vez que a carga térmica de uma edificação varia ao longo do dia. Desta forma, a demanda solicitada no

evaporador do equipamento varia continuamente. Em grande parte das instalações, a temperatura de saída da água gelada é mantida fixa, e de acordo com a demanda térmica da edificação a temperatura da água de retorno é variada, alterando consequentemente a capacidade instantânea do equipamento. Mas, boas práticas de engenharia, sugerem que o sistema seja dimensionado para atender a situação mais crítica de carga térmica, mesmo sabendo que essa condição ocorra numa condição específica de ocupação e clima extremos.

Como foi citado no capítulo 2.3, a capacidade de resfriamento é definida pela vazão mássica de fluido refrigerante entregue pelo compressor, e pela diferença entálpica sofrida pelo fluido refrigerante. Sendo o compressor, o principal consumidor de energia elétrica numa máquina frigorífica, foram estudadas e desenvolvidas tecnologias que reduzem seu consumo elétrico. Dentre os modos de operação dos compressores atuais, existem os que operam sobre velocidade constante e os de velocidade variável. Uma das diferenças destes equipamentos está no modo operativo e no controle embarcado para a modulação de carga.

Chillers com velocidade constante, operam com o compressor na maior parte do tempo sobre alta velocidade de rotação, e a demanda de fluido refrigerante é controlada por um elemento geométrico que restringe sua passagem. Já as URLs com a tecnologia de variador de frequência embarcado, permitem que o compressor reduza o trabalho de compressão e a vazão de refrigerante, variando a velocidade de operação, de acordo com a demanda necessária. Reduzindo assim consequentemente, o consumo de energia do principal elemento de uma CAG e garantindo um aumento da eficiência da máquina, mantendo a carga térmica de refrigeração.

Esse funcionamento sobre cargas parciais possui uma metodologia de cálculo definida em normas, para o cálculo da eficiência das máquinas. Baseando-se no tempo de operação dos equipamentos, na capacidade de resfriamento e no consumo elétrico exigido, pode-se calcular o COP médio ponderado pelos horários de funcionamento da URL. (AHRI 550/590-2015)

Segundo a norma AHRI 550/590, alguns valores são delimitados para o funcionamento do equipamento, como por exemplo: a vazão de água gelada, temperaturas de entrada e saída da água gelada tanto no condensador, quanto no evaporador. A diferença básica entre a definição de NPLV e IPLV se dá em que, os valores de entrada e saída podem ser definidos por norma (IPLV) ou definidos por projeto (NPLV). Abaixo, temos a equação demonstrativa de cálculo:

$$IPLV \text{ ou } NPLV = \frac{1}{\frac{0,01}{A} + \frac{0,42}{B} + \frac{0,45}{C} + \frac{0,12}{D}} \quad (3.4)$$

Onde A é a razão kW/TR a plena carga (100% funcionamento);

B é a razão kW/TR a carga parcial de 75%.

C é a razão kW/TR a carga parcial de 50%.

D é a razão kW/TR a carga parcial de 25%.

Para o cálculo do IPLV as URLs devem operar com uma a temperatura de saída do evaporador igual a 6.67°C e entrada no mesmo de 12.22°C, garantindo uma variação de temperatura de 5.5°C. Já para o índice NPLV as máquinas não possuem temperaturas definidas por norma, e sim por projeto.

A partir dessa análise pode-se selecionar máquinas mais eficientes para cada perfil de edificação. Pois, partindo-se dos valores de carga térmica calculados ao longo do dia e do funcionamento da máquina, o projetista pode selecionar a determinada URL com os níveis de eficiência mais adequados para cada sistema.

4. ESTUDO DE CASO.

4.1 Procuradoria Geral da República.

O edifício-sede da Procuradoria-Geral da República foi projetado pelo arquiteto Oscar Niemeyer e tem características da arquitetura modernista. Na prática, a sede da PGR é um conjunto de seis blocos, interligados por passarelas e pelo subsolo. O conjunto complementa o Plano Piloto de Brasília, definido pela Organização das Nações Unidas (ONU) como Patrimônio Cultural da Humanidade. Ou seja, sua arquitetura deve ser preservada e mantida para gerações futuras.

A obra estava prevista no projeto original do urbanista Lúcio Costa desde a fundação de Brasília, em 1960, mas só foi iniciada em 1996 (data do projeto executivo de climatização), e inaugurada em 2002. O complexo tem uma área total de 71.873,73 m².



Figura 4.1 -Edifício sede da Procuradoria Geral da República (MPF-2018)

Como pode-se perceber o prédio não possui nenhum tipo de sombreamento e é recoberto por espelhos em toda sua fachada. Esses fatores aumentam consideravelmente a carga térmica local devido à forte incidência solar durante todo o dia.

4.2 Descrição da Central de água gelada.

O sistema de climatização da edificação era atendido inicialmente, por uma CAG composta por 3 *chillers* do tipo compressor parafuso, condensados a água com capacidade de 350 TR cada (1050 TR total), e dois tanques de termoacumulação de 250 m³ cada. Esses equipamentos foram projetados e selecionados para atender uma carga térmica de pico de 1437 TR, segundo o memorial descritivo do projeto de climatização. (SBE, 1996).

Uma representação esquemática de toda a CAG e seus componentes pode ser visualizada abaixo:

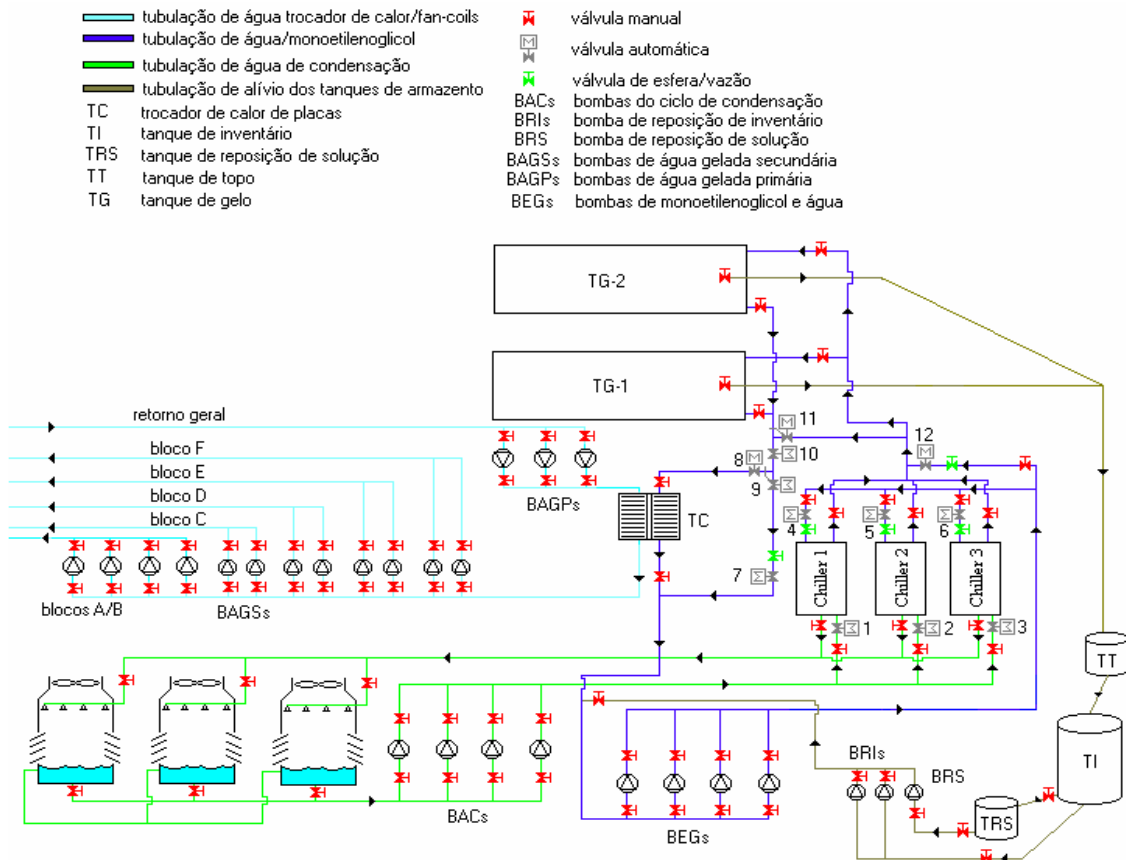


Figura 4.2 Esquema da CAG (Pimenta et al, 2004)

Como pode-se verificar, a CAG é composta pelos seguintes componentes:

- 1 Trocador de placas,
- 3 *Chillers* de compressor parafuso,
- 3 torres refrigeradoras,
- 2 tanques termoacumuladores desativados,
- 1 tanques de topo, 1 de inventário e 1 de reposição da solução.
- 22 bombas (primárias e secundárias).

O sistema possuía 3 circuitos distintos que operam em conjunto e possuem sua devida importância para a climatização de toda a edificação. São eles:

- Circuito primário (linha azul) onde circulava a água gelada adicionada a solução de monoetileno glicol (25% em volume). Além disso temos o circuito marrom a direita do esquema, responsável por um alívio de pressão nos tanques, caso seja necessário. Esse sistema (circuito primário) possuía o diferencial de ser o único em que fluía a solução de água e monoetileno glicol, nos demais temos apenas água. Esse circuito possui duas variações, são elas:

- A solução sai diretamente dos *chillers* a 5°C e passa para o trocador de calor, logo em seguida é direcionada aos *fan-coils*.
 - A solução saia a -5°C e é direcionada para alimentação dos tanques acumuladores.
- O circuito secundário é o de distribuição de água gelada composto pelo trocador de calor, bombas que impulsionam o fluido para alimentação dos blocos e os *fan-coils*. Representado pela cor azul claro.
- Circuito terciário representador pela cor verde é o responsável pelo resfriamento e condensação da água que sai dos *chillers*. É composto pelas torres de resfriamento e pelos *chillers*.

➤ **Chillers.**

Os três *chillers* presentes atualmente na CAG estão arrançados em paralelo e possuem como fluido primário o HCFC R22. Gás refrigerante com alto GWP, e ODP e por ser prejudicial à camada de ozônio, segundo o protocolo de Montreal, apresenta um deadline para o ano de 2020. O equipamento possui um compressor tipo parafuso semi-hermético, ideal para a implementação da termoacumulação pelo fato de suportar pressões de descarga superiores, quando comparados com outros tipos de compressores. Os condicionadores de ar são na maior parte do tipo *fan-coil* e utilizam a água gelada proveniente dos *chillers* para o resfriamento do ar que será insuflado no ambiente interno da PGR.

Essas máquinas foram adquiridas desde o início da CAG, portanto, possuem aproximadamente 16 anos de utilização. Assim, apresentam uma rotina de manutenção elevada e alguns danos superficiais, devido a intensa utilização.

No dia de uma das visitas técnicas (23/05/2018), a carga térmica da edificação não estava tão elevada, por se tratar de um dia com temperaturas externas mais baixas. Desta forma, apenas dois *chillers* funcionavam a 77% da capacidade total. Mesmo com a desativação do sistema de termoacumulação, a presença do trocador de calor e as perdas térmicas ao longo da tubulação de distribuição de água gelada manteve-se o set point de temperatura dos *chillers* em 5.5°C, como pode ser observado na tela gráfica de uma das máquinas na imagem abaixo.



Figura 4.3- Tela Gráfica do Chiller 1.



Figura 4.4- Chillers parafusos condensados a água.

Durante o período de carga no tanque a solução de monoetileno e água deixava os evaporadores a uma temperatura de -5°C para garantir o congelamento das *ice-balls*. Como foi citado anteriormente, a produção de gelo reduz a eficiência dos *chillers*, pois as URL são mais solicitadas termicamente. Nas duas condições de operação distintas (5°C e -5°C) existe uma perda considerável de 30% no COP dos equipamentos. (Pimenta, et al 2004).

➤ **Torres de Condensação.**

As três torres de condensação fazem parte do circuito secundário e assim como os *chillers*, estão dispostas em paralelo. Porém, não existe uma interdependência direta entre as torres e um *chiller* específico, desta forma pode haver o rodízio das torres, caso haja necessidade de manutenção.

O set point de funcionamento desses equipamentos é estabelecido a partir da temperatura da água de condensação. Quando essa água está numa temperatura superior a 30°C os ventiladores e bombas pertencentes ao circuito são acionados até que a temperatura seja reduzida.

As torres possuem partida elétrica do tipo “delta-estrela”, não possuindo variadores de frequência em seus motores. Essa configuração aumenta consideravelmente o consumo de energia, uma vez que motor trabalhar apenas em capacidade *full-load*. Assim, mesmo para pequenas variações de temperatura (1°C) o conjunto trabalha sobre condição máxima de funcionamento (100% de capacidade). Além disso, esse tipo de configuração gera uma elevada manutenção uma vez que o alto torque de partida necessário para funcionamento dos ventiladores, da torre geram esforços excessivos na parte estrutural e nos rolamentos, reduzindo assim sua vida útil.



Figura 4.5 - Torres e circuito de condensação de água.

➤ **Trocador de Calor.**

O trocador presente na CAG é do tipo placas prensadas e era alimentado tanto pelo o circuito de água gelada que circulavam nos *fan-coils* dos blocos, quanto pelo circuito de MEG restrito a CAG.

Vale salientar que a função básica desse equipamento é garantir a transferência de calor entre os fluidos, impedindo o contato entre a água gelada e a solução de MEG. Porém, é um equipamento de grandes dimensões e elevada perda de carga localizada, além de necessitar de limpeza das placas e manutenção periódica. Desta forma, caso o sistema de termoacumulação não fosse mantido o trocador de calor poderia ser removido, otimizando assim o fluxo de água gelada para a edificação.



Figura 4.6- Trocador de Placas Prensadas – Detalhe para o circuito primário e secundário.

➤ **Circuito de Bombas (primárias e secundárias).**

Atualmente, com os tanques de termoacumulação desativados, a alteração mais significativa do sistema foi a drenagem da solução de etileno glicol do circuito secundário, uma vez que não era mais necessário que temperaturas inferiores ao congelamento da água fossem atingidas. No sistema atual, circula apenas água gelada tanto a jusante, quanto a montante do trocador de calor de placas, porém em temperaturas diferentes. A presença do trocador foi justificada pela relação de vazão e pressão imposta entre o circuito de bombas primárias e secundárias. Para que este fosse removido essa relação deveria ser recalculada.



Figura 4.7 - Circuito de bombas primárias (tubulação prata) e secundárias (verdes).

➤ **Tanques de Termoacumulação.**

Os dois tanques termoacumuladores estão dispostos em paralelo, e cada um possui a capacidade de armazenamento de 250 m³. De acordo com dados do projeto cada tanque possui 244.246 *ice-balls*. Essa quantidade de esferas representa 89% do armazenamento do tanque, o restante (11%) não é utilizado para que assim ocorra uma boa distribuição da solução interna ao tanque de água e etileno glicol. Segundo o memorial descritivo de projeto da CAG, cada tanque possui uma capacidade unitária de armazenamento de 3475 TRh, totalizando 6950 TRh para os dois tanques. (SBE, 1996)



Figura 4.8- Tanque de Termoacumulação de calor latente

O período de carga dos tanques era compreendido das 22:00 às 8:00 da manhã. O dimensionamento do volume de “frio” produzido diariamente levava em consideração a demanda do dia seguinte, a capacidade dos *chillers* e as tarifas elétricas nos períodos de ponta e fora ponta.

Como já foi explicado no capítulo 2.8.2 as esferas são constituídas por um material polimérico de alta densidade que deve resistir a carregamentos cíclicos de expansão e contração volumétrica. Porém diversas esferas foram rompidas contaminando a solução de MEG circundante no tanque o que interrompeu o funcionamento do sistema de termoacumulação em 2003. A diferença apresentada nas esferas a seguir, foi a coloração azulada devido a entrada de MEG em seu interior.



Figura 4.9- Diferença na coloração das ice-balls íntegra e rompida. (Pimenta et al, 2004).

Esse vazamento e contaminação da solução de MEG fez com que as propriedades químicas da solução sofressem alterações. Soluções desse tipo (MEG) apresentam certo grau de corrosão devido a oxidação do glicol, desta forma para corrigir esse efeito oxidativo são adicionados elementos inibidores de corrosão formando uma espécie de barreira protetora. Porém com o rompimento das *ice-balls* e a consequente diluição da mistura o efeito inibidor da solução foi reduzido, ocasionando assim na corrosão interna dos tanques.



Figura 4.10 - Abertura superior dos tanques - Detalhe para o nível de corrosão apresentado e qualidade das ice-balls.

4.3 Modos e Princípios de Operação.

A central de água gelada da PGR foi projetada em 2001 e no ano seguinte entrou em operação. Mas em 2003, os tanques de termoacumulação foram desativados devido a rompimentos das *ice-balls* e a consequente contaminação das soluções. Assim, desde o dito ano, a CAG passa a operar com sistemas de produção direta, como a grande maioria das CAGs. Durante o funcionamento dos tanques haviam quatro tipos distintos de funcionamento do sistema, são eles: sistema de produção direta, produção de gelo, descarregamento dos tanques, produção e descarga dos tanques.

4.3.1 Sistema de Produção direta.

Nesse tipo de funcionamento da CAG, os *chillers* são responsáveis pelo resfriamento da solução de água e monoetileno, que seguirá pela tubulação até o trocador de calor e, posteriormente, resfriará a água que atinge os *fan-coils*. As URL operam separadamente a vazão constante para que a solução deixe a evaporadora a 5°C. Nesse modo de operação não se considera a presença dos tanques acumuladores. Uma representação esquemática do sistema de produção direta segue abaixo.

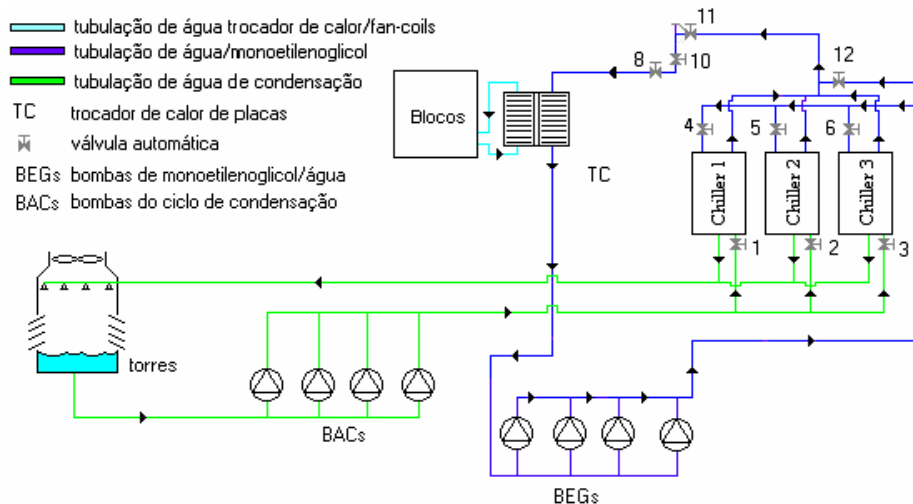


Figura 4.11- Sistema de Produção direta. (Pimenta, et al, 2004.)

4.3.2 Produção e armazenamento de gelo.

Esse tipo de sistema ocorre durante a noite, quando a carga térmica da edificação é nula ou quase inexistente. Assim, o fluxo da solução que sai dos *chillers* a -5°C vai diretamente para armazenamento e congelamento das *ice balls* nos tanques.

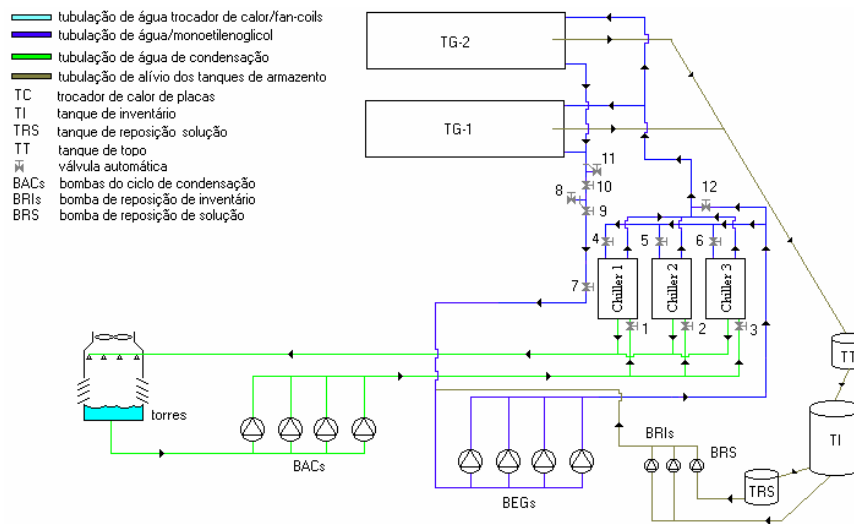


Figura 4.12- Produção de gelo. (Pimenta, et al 2004).

Os outros sistemas e modos de operação são semelhantes aos apresentados. Basicamente a diferença entre os sistemas apresentados é a temperatura de saída da solução de MEG do *chiller* e a abertura e fechamento de determinadas válvulas, as quais interferem diretamente no fluxo de fluido secundário na CAG.

Os horários de funcionamento de cada sistema se alteraram quando os tanques acumuladores foram desativados. O sistema de produção direta que antes funcionava por 4 horas consecutivas (8:00 às 12:00), passou a funcionar continuamente durante todo o dia. Já o sistema de descarga dos tanques juntamente com o funcionamento dos *chillers* ocorria das 12:00 às 17:00, mas os tanques só entravam em operação caso os *chillers* não fossem capazes de suprir a demanda térmica. A partir das 17:00 as URLs eram desligadas, pois iniciava-se a descarga dos tanques, assim a demanda térmica era suprida exclusivamente pelo gelo armazenado. Por fim, no horário das 22:00 às 8:00 os *chillers* eram direcionados exclusivamente para carregamento dos tanques, atendendo a demanda térmica estimada do dia seguinte.

4.5 Carga Térmica e Simulação da Edificação.

O dimensionamento de carga térmica de toda e qualquer edificação é o primeiro passo para o projeto do sistema de climatização. Com o conhecimento do comportamento térmico da edificação, o projetista é capaz de selecionar os equipamentos de refrigeração e além disso, definir seu schedule de funcionamento. Segundo o memorial técnico do projeto de climatização, a carga térmica de pico da PGR apresenta um valor máximo igual a 1437 TR, atingido no mês de janeiro às 17:00 horas, tendo o perfil de carga demonstrado a seguir (SBE, 1996):

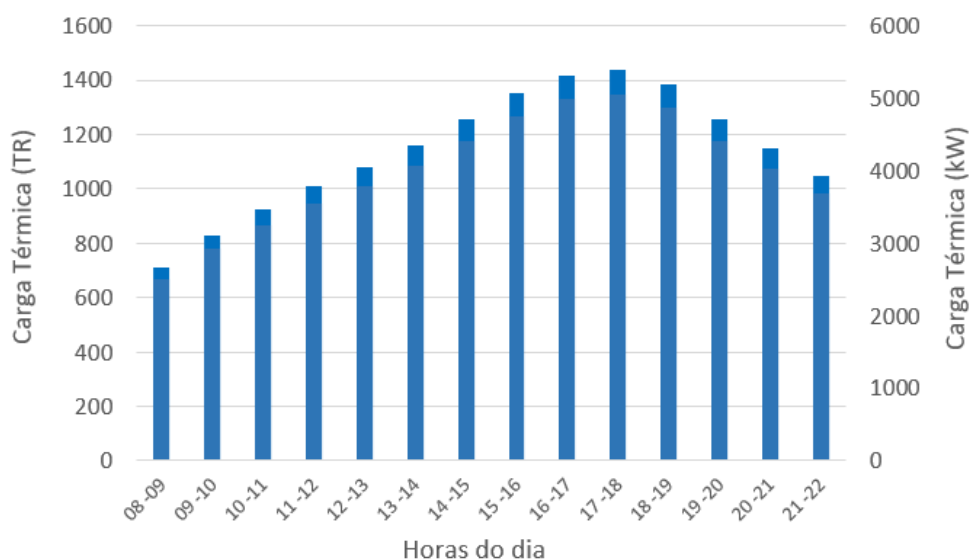


Figura 4.13 Perfil de carga ao longo do dia típico de verão (SBE, 1996).

Porém sabe-se que atualmente, no referido mês, grande parte dos ocupantes na edificação estão sobre o período de férias, reduzindo consideravelmente a ocupação. Além disso, as condições climáticas para Brasília no mês de janeiro não são as mais críticas no que

tange o dimensionamento térmico. Dados climáticos atuais demonstram que o dia crítico para projeto nessa região é o mês de outubro, visto a baixa umidade e altas temperaturas enfrentadas nesse período, característico da região.

Como pode-se perceber pelo perfil de carga apresentado acima, a termoacumulação se justificava inicialmente, pois havia carga térmica na edificação até as 22:00, o que já não ocorre nos dias atuais.

O cálculo de carga térmica de uma edificação desse porte é trabalhoso e consideravelmente extenso, uma vez que deve ser levado em conta diversos fatores como: concentração de pessoas, atividade de pessoas, iluminação, potência elétrica dos equipamentos elétricos, insolação, infiltração de ar entre outros. Como forma de aumentar a confiabilidade dos dados apresentados, a simulação computacional tem se tornado uma ferramenta importante na área de climatização. Pois assim, o resultado é o perfil de carga térmica anual da edificação, não somente a carga máxima, como pode ser verificado em Hagel (2005).

A norma NBR 16401 apresenta uma metodologia padrão de cálculo de carga térmica, utilizando equações, como foi apresentado em Lins e Caifa (2016). Porém, essa rotina de cálculo é sugerida, pela própria norma, apenas para edificações de pequeno porte. Neste trabalho, optou-se por uma simulação térmica computacional da edificação durante as 8760 horas de um ano base, de forma a conhecer o seu comportamento térmico. Por limitações geométricas enfrentadas pelo software de simulação, foram necessárias simplificações baseadas na teoria de elementos de contorno, já que superfícies circulares não são lidas pelo algoritmo do software.

No caso da PGR temos uma elevada carga térmica devido a incidência solar, uma vez que não existe nenhum tipo de sombreamento ao longo da estrutura predial. Por se tratar de uma edificação que complementa o Plano Piloto de Brasília, definido pelas Organizações das Nações Unidas (ONU) como Patrimônio Cultural da Humanidade, o prédio não pode sofrer alterações externas. Desta forma, as alternativas de *retrofit* ficam restritas à CAG presentes no subsolo da edificação, e ao interior da edificação.

Algumas ferramentas de cálculo de carga térmica mais simplificadas levam em consideração o pico de demanda ao invés da variação dessa carga. Desta forma, o sistema de climatização é dimensionado para o dia atender ao dia crítico de projeto, mesmo que esse período ocorra em um único horário específico ao longo de todo o ano de funcionamento. Esse

tipo de dimensionamento aumenta a confiabilidade do sistema, mas possivelmente o torna mais oneroso.

4.5.1 Arquivos Climáticos e Geográficos.

Os arquivos climáticos para região de Brasília reproduzem de forma realista as condições de ar externo e temperaturas ao longo de todo o ano. Além dos dados geográficos, o arquivo climático apresenta dados sobre a variação horária da temperatura do ar externo, radiação solar, umidade relativa, pressão atmosférica, velocidade e direção do vento. Para o presente trabalho os arquivos climáticos foram obtidos diretamente na plataforma do Energy Plus através do link: <https://www.energyplus.net/weather>.

Tabela 4.1: Dados apresentados pelo arquivo climático (EPW)

Localidade	Brasília-DF
Latitude	- 15.87°
Longitude	- 47.93°
Elevação (ao nível do mar)	1061 metros
Dia Crítico de Projeto	21/out
Temperatura Bulbo Seco	32.1°C
Umidade Relativa	17.9%
Pressão barométrica	89.212 kPa
Velocidade do vento	3.3 m/s

4.5.2 Premissas de Cálculo.

As premissas de cálculo utilizadas foram baseadas nos dados sugeridos pela norma ABNT 16401-2008, no memorial técnico descritivo do projeto de climatização inicial da edificação (SBE, 1996), e por informações coletadas com o Departamento de Engenharia da PGR.

Tabela 4.2: Premissas de cálculo para a simulação de carga térmica.

Condições internas	
Temperatura de Bulbo Seco	24°C
Umidade Relativa	50%
Taxa de iluminação	15 W/m²
Taxa de Renovação de ar	25 m³/h/pessoa
Dissipação por equipamento	35 W/m²
Taxa de ocupação	6 pessoas/m²

Dentre os valores apresentados acima os que sofreram maiores alterações desde o projeto inicial de climatização foram as taxas de ocupação de pessoas (ocorreu uma redução de contingente) e a taxa de dissipação térmica dos equipamentos, uma vez que, atualmente os equipamentos elétricos possuem potência consideravelmente superior aos utilizados na época do dimensionamento inicial.

4.5.3 Elementos Construtivos.

Nessa etapa, deve-se definir as propriedades físicas e construtivas de cada elemento utilizado na construção dos ambientes. Após a definição das propriedades termodinâmicas de cada elemento, informamos ao software como esses elementos estão arrançados. Para um escritório padrão temos os seguintes materiais e propriedades:

Tabela 4.3: propriedades físicas dos materiais construtivos da edificação. (ASHRAE, 2004)

Material	Reboco	Bloco de Concreto	Gesso	Concreto	Carpete
Superfície	Lisa	Rugosa	Lisa	Rugosa	Rugosa
Espessura (m)	0.025	0.2	0.016	0.01	0.367
Condutividade térmica (W/m.k)	0.7	1.04	0.16	1.73	0.9
Densidade (kg/m ³)	1858.142	977	801	2243	0.75
Calor específico (J/kg.K)	836.8	837	837	837	0.75

5. REATIVAÇÃO DA TERMOACUMULAÇÃO.

O processo de produção de gelo foi interrompido a partir do momento que a equipe técnica da CAG percebeu uma diminuição considerável da concentração de MEG (de 25% para 21%). Essa redução poderia ser muito prejudicial a toda CAG, mas principalmente aos *chillers*, já que a concentração inicial da mistura foi definida para uma fase operacional de carga dos tanques. Ou seja, caso a quantidade de MEG fosse reduzida a temperatura de congelamento da água iria aumentar novamente, podendo acarretar no seu congelamento ao longo do circuito fechado. Mas, a condição mais provável seria que a água congelasse dentro do evaporador, ponto de temperatura mais baixa, podendo assim, romper e danificar grande parte da tubulação, graças ao seu comportamento anômalo e a consequente expansão volumétrica abaixo dos 4°C.

Posteriormente, foram levantadas algumas hipóteses para explicar a redução da concentração de etileno glicol na solução, dentre elas temos: falha das *ice-balls* e contaminação da solução, vazamento do circuito secundário para o primário (no trocador de calor) e falha humana ou acidental na operação do sistema.

Para a investigação do real problema foi contratada a equipe técnica do Laboratório de Ar Condicionado e Refrigeração (LaAR) liderada pelo Prof. Dr. João Pimenta, para a elaboração de um relatório técnico sobre o real ocorrido. Esses relatórios foram tomados como parte da documentação para a construção desse trabalho de graduação. Já que, ambos os estudos, partiram como premissa a reativação da termoacumulação.

Com a abertura dos taques e a consequente constatação visual que as *ice-balls* apresentavam coloração diferente dos originais, comprovou-se que o fato da diluição da solução de MEG foi decorrente do rompimento das esferas.

5.1 Análise do Rompimento das *Ice-balls*.

Para caracterização do rompimento das esferas avaliou-se um conjunto de 12 esferas. O tipo de fratura observado em aproximadamente 70% das esferas foi na junta de emenda dos hemisférios. O que pode ser justificado pela imperfeição no fechamento do plug de selagem e na junção inadequada dos hemisférios. O rompimento das esferas pode ser justificado pela forma construtiva das esferas (calotas hemisféricas) sugere uma condição de concentrador de tensões nos vértices das calotas como pode ser observado na imagem abaixo.

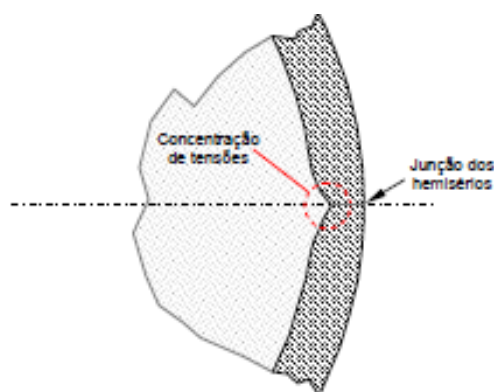


Figura 5.1 – Representação da concentração de tensões na junção dos hemisférios. (Pimenta, et al 2004)

A própria forma construtiva da esfera favorece a falha do material por fadiga, pois o surgimento de concentradores de tensões na região da junta dos hemisférios, e a forma de solicitação por carregamentos cíclicos de contração e expansão volumétrica amplificam a chance desse modo de falha.

Após a interrupção de funcionamento dos tanques iniciaram-se estudos para uma tentativa de reativação do sistema, uma vez que a carga térmica da edificação não estava mais sendo atendida. A partir da análise das *ice-balls* notou-se divergências entre os valores informados pelo fabricante e as medições realizadas nos laboratórios de Metrologia do ENM/UnB e no LaAR/UnB. As principais divergências são mostradas nas tabelas a seguir

Tabela 5.1: Comparativo dados *ice-balls*.

Dados <i>Ice-Balls</i>	Fabricante	Medição realizada	Erro %
Volume líquido interno (cm ³)	530	455,2	14,11
Massa média (g)	530	499	5,85

Essa diferença de valores informados avaliados na quantidade total de esferas gera uma diferença considerável na capacidade de refrigeração dos tanques. Uma redução de aproximadamente 6% na massa de cada esfera das 488.492 esferas presentes acarreta numa perda de 36,54 m³ no volume de “frio” armazenamento dos dois tanques. Esse volume não utilizado dentro dos tanques é aproximadamente igual a um acréscimo de 80.271 esferas. Ou seja, além do produto não ter apresentado uma qualidade justificável para o investimento, os dados transmitidos pelo fabricante foram diferentes dos medidos experimentalmente. Sendo assim, trata-se de um produto de baixa confiabilidade.

5.2 Propostas para Reativação dos tanques.

A partir dos estudos realizados, conclui-se que a redução da concentração da solução de MEG se deu pela falha e ruptura das *ice-balls* como já foi referenciado no item 5.1. Assim para a devida reativação do sistema de termoacumulação de calor latente, iniciou-se a análise da CAG e dos tanques acumuladores, para somente depois, a partir dos resultados, levantar as possíveis ações quanto a reativação dos tanques. Desta forma foram levantadas as seguintes propostas:

- A) Recuperação do sistema de termoacumulação, sem descarte da atual solução de MEG, apenas repondo a concentração da solução, e as superfícies internas do tanque;
- B) Recuperação do sistema de termoacumulação, com descarte total da atual solução de MEG, compra de uma nova solução, e recuperação das superfícies internas do tanque;
- C) Substituição completa do sistema

Para a realização das propostas “A” e “B” deve-se inicialmente esvaziar os tanques, transportando a solução para outro reservatório, para que assim se dê a análise da solução e das *ice-balls*. Ambas soluções além de trabalhosas geram gastos que não garantem uma confiabilidade e *Payback*. Isso se deve, pois, a análise da quantidade de esferas rompidas se deu apenas de forma visual, de forma que as *ice-balls* fraturadas apresentavam uma coloração azulada em seu interior, devido a penetração da solução de MEG. Desta forma, a análise da quantidade exata de esferas rompidas seria árdua e incerta, além do que, caso fossem substituídas apenas as esferas rompidas, não se sabe quanto tempo o sistema continuaria em operação até que novas esferas se rompessem. De maneira esquemática podemos considerar:

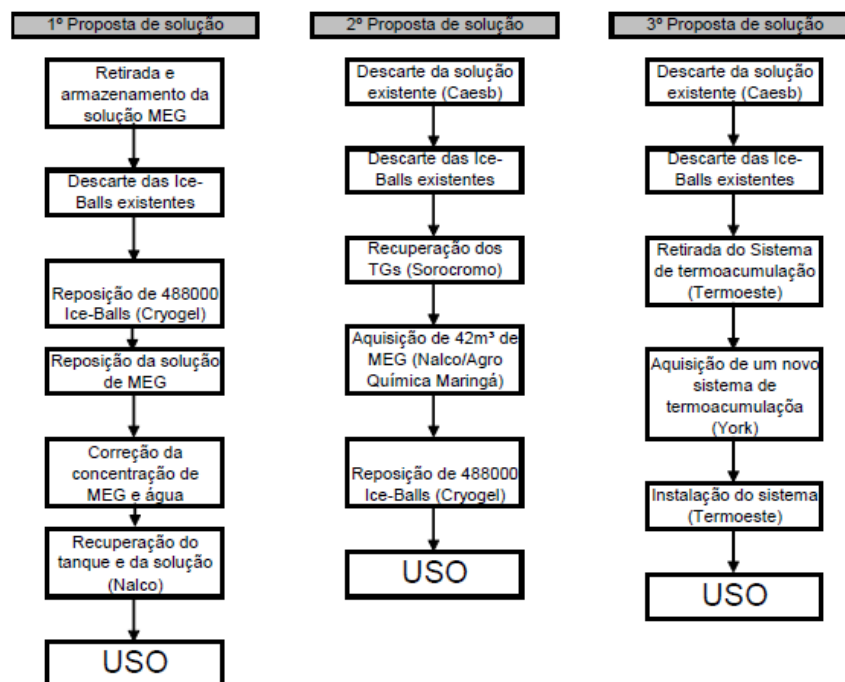


Figura 5.2 - Fluxograma das propostas A,B e C - (Pimenta et al, 2004)

Além da reposição das esferas danificadas e da posterior aquisição de mais MEG, deve-se realizar a análise e tratamento interno dos tanques, uma vez que a ruptura das esferas ocasionou uma corrosão considerável no tanque. Essa corrosão apresentada nos tanques prejudica toda a integridade do sistema termocumulador, desta forma, caso a termocumulação ainda for uma alternativa viável economicamente, o custo de aquisição de novos tanques deve ser considerado após uma análise mais aprofundada do estado geral dos mesmos.

A proposta “C” foi avaliada descartando-se totalmente o sistema atual (esferas e tanques), uma vez que se concluiu que o principal problema enfrentado foi gerado pelas esferas e sua forma construtiva. Assim, para eliminar a possibilidade de erros no sistema termocumulador levantou-se a possibilidade de instalação de uma outra forma de termocumulação de calor latente a chamada “ice bank” citada no item 2.8.2. Porém, como já foi explicitado, esse novo sistema apresenta características distintas da acumulação com as *ice-balls*, assim para sua implementação, uma análise mais rebuscada seria necessária de forma a garantir uma maior confiabilidade ao sistema. Já que todo o sistema de termocumulação foi interrompido com aproximadamente 1 ano de utilização, impossibilitando o retorno financeiro do investimento. A necessidade de um estudo mais rebuscado para a realização dessa proposta a transforma na menos efetiva, uma vez que para sua implementação seriam necessários investimentos, prazos e corpo técnico superiores.

Ao final do estudo realizado pelo corpo docente do LaAr foram levantados os custos parciais de implementação das propostas “A” e “B”, para auxiliar na tomada de decisão pela equipe da PGR. Os valores de cada proposta seguem na imagem abaixo:

Item de custo	Proposta A	Proposta B
Retirada e armazenagem MEG	----	----
Descarte das “ice-ball”s	----	----
Aquisição de novas “ice-ball”s	R\$ 607.230,00	R\$ 607.230,00
Recuperação físico-química do tanque e solução (Nalco)	R\$ 116.105,40	----
Recuperação da superfície dos tanques (Sorocromo)	----	R\$ 108.000,00
Aquisição de MEG (Agro Química)	----	R\$ 378.642,60
Custo básico total ⇒	R\$ 723.335,40	R\$ 1.093.872,60

Figura 5.3 Custos das propostas apresentadas (Pimenta et al, 2004)

A partir da análise das propostas e seus custos, conclui-se que o principal custo envolvido é na aquisição de novas esferas. Esse fato já inviabiliza a reativação do sistema, uma vez que, como já foi explicitado anteriormente, esse tipo de sistema não apresentou uma confiabilidade que justificasse sua implementação, uma vez que o retorno financeiro do investimento não foi atingido e a possibilidade de falha do sistema é elevada devido a quantidade de esferas presentes em cada tanque.

Vale salientar que esses valores foram obtidos cerca de 14 anos atrás, desta forma, caso esse tipo de serviço ainda possa ser executado ele pode estar consideravelmente inflacionado, inviabilizando mais ainda o sistema. Como a empresa fornecedora das *ice-balls* é americana o preço da cotação foi realizado em dólar e estimado em \$ 224.900 dólares (anexo B), sendo esse valor responsável apenas pela venda das esferas (sem frete e impostos inclusos). Para essa estimativa anterior o valor aproximado de cada *ice-ball* seria de \$0,46 dólares. Mas, estimativas atuais mostram que esse valor por esfera é cerca de 5 vezes maior, chegando próximo de \$ 2,5 dólares (considerando importação e transporte), ampliando o custo somente para aquisição das esferas em \$ 1,260,309.36 dólares. Trazendo para o valor estimado do dólar atual de aproximadamente R\$ 3,80 reais temos os valores das propostas reajustados em aproximadamente R\$ 4.905.261,36 reais para proposta A e R\$ 5.275.798,56 reais para a proposta B.

5.3 Consumo Elétrico dos Chillers na Termoacumulação.

Com a análise das folhas de performance dos *chillers* e o contrato tarifário da PGR, conclui-se a partir da tabela abaixo que o consumo elétrico das URL para carga dos tanques de gelo é muito superior ao sistema de produção direta. Porém, como os três *chillers* não atendem

à demanda térmica da edificação o sistema de termoacumulação inicialmente se tornava interessante devido ao baixo custo de energia durante a madrugada, e como forma de back-up quando as URL não fossem capazes de atender a carga térmica de refrigeração. Mas, caso os *chillers* fossem substituídos por máquinas de maior capacidade o sistema de termoacumulação reduziria sua necessidade.

Tabela 5.2 Schedule inicial de funcionamento e consumo elétrico dos *chillers*.

Funcionamento <i>Chillers</i>	Período	COP (kW/TR)	Capacidade (TR)	Consumo elétrico total (kWh)	Consumo elétrico (kW.dia)
Produção direta (TA backup)	8:00 às 17:00	0.72	1,050.00	753	6,777
Carga dos tanques	22:00 às 8:00	0.98	711.00	1,029.00	10,290.00

De acordo com o estudo apresentado na tabela acima e os cálculos do anexo D, conclui-se que as máquinas além de reduzirem o seu COP em 27%, reduzem sua capacidade de refrigeração em 32% durante a produção de gelo. Desta forma, caso os *chillers* suprissem a demanda térmica da edificação em plena carga, o consumo de energia durante o período de descarga dos tanques (17:00 às 22:00) seria aproximadamente igual a 3.765 kWh, supondo que a demanda térmica permanecesse sempre em alta. Porém em um prédio comercial como é o caso da PGR, sabe-se que com o fim do horário comercial a demanda térmica gerada pela ocupação e atividade das pessoas reduz consideravelmente, além da redução carga térmica resultante da incidência solar e da alta temperatura externa. Assim, os *chillers* poderiam trabalhar em cargas parciais, aumentando mais ainda sua eficiência, como pode ser confirmado no índice NPLV das máquinas no anexo C (0.538 kW/TR).

Atualmente, entende-se que o *schedule* inicial de funcionamento e carga dos tanques não é o mais indicado nos dias atuais. Essa análise pode ser justificada pelo fato de o custo do kWh variar apenas caso a bandeira tarifária seja alterada. Ou seja, fora dos horários de pico de consumo (18:00 às 21:00), o custo da energia elétrica é mantido constante durante todo o dia, inclusive durante a madrugada, horário anteriormente de carga dos tanques. Outra análise que inviabiliza a reativação da termoacumulação, se baseia no fato de que o período de funcionamento da CAG da edificação também foi alterado. Atualmente, o *schedule* de funcionamento da CAG se compreende das 07:00 às 19:00, ou seja, o período de funcionamento durante o horário de pico energético é de apenas 1 hora (18:00 às 19:00). Desta forma, só seria justificado a reativação da termoacumulação com o mesmo *schedule* de funcionamento, caso o

custo do kWh no período de ponta fosse superior a 10 vezes o custo no período de fora de ponta, uma vez que o período de carga é igual a 10 horas para uma utilização de apenas 1 hora.

A partir de visitas técnicas, reuniões com o corpo de Engenharia da PGR e análises técnico-econômicas, concluiu-se que, com o investimento aproximadamente igual, o *retrofit* na CAG é mais interessante do que a reativação dos tanques. Essa análise se justifica, pois os *chillers* presentes atualmente já apresentam idade avançada e não conseguem mais suportar a demanda térmica da edificação. Inclusive, no ano de 2017 foram instalados seis novos *chillers* modulares condensados a ar de 15 TR cada (totalizando 90 TR), do fabricante HITACHI na parte superior do bloco A. Esses equipamentos foram adquiridos como forma de suprir a demanda térmica, e para atender a diretoria trabalhando fortemente na operação “Lava-jato”. Essa instalação de pequeno porte foi nomeada como CAG2 e operaria também em paralelo a CAG1 quando a carga fosse baixa e atendida localmente. Outro fato que justifica o *retrofit* da CAG é o fato das URLs atuais, condensadas a água, serem alimentadas pelo fluido refrigerante HCFC-R22 agressivo a camada de ozônio, e devido a isso apresenta um *dead-line* em 2020. Desta forma, conclui-se que o retrofit da CAG, com substituição dos *chillers*, retirada do trocador de calor e uma possível troca das torres de condensação se faz mais interessante do que a reativação do sistema de termoacumulação.



Figura 5.4- CAG2- Chillers modulares condensados a ar.

Atualmente, com a necessidade de operação sobre os maiores níveis de eficiência energética, os equipamentos sofreram avanços tecnológicos muito superiores às da época de início da CAG. Desta forma, como a termoacumulação não é mais uma alternativa economicamente viável, pode-se analisar até a possibilidade de aquisição de *chillers* com compressor centrífugo, mais eficientes. As inovações tecnológicas presentes nas máquinas atuais são voltadas para níveis de eficiência cada vez maiores, uma vez que a redução de

consumo energético é uma necessidade. Um dos principais ganhos no quesito eficiência, foi o desenvolvimento de compressores que operam com velocidade variável, reduzindo assim o consumo energético.

5.4 Análise da Simulação Térmica.

Como resultado da simulação térmica computacional, conclui-se que a PGR se trata de uma edificação de baixa inércia térmica, ou seja, sua carga interna e a consequente demanda no sistema de climatização sofre grande influência das temperaturas externas, como pode ser avaliado no gráfico abaixo.

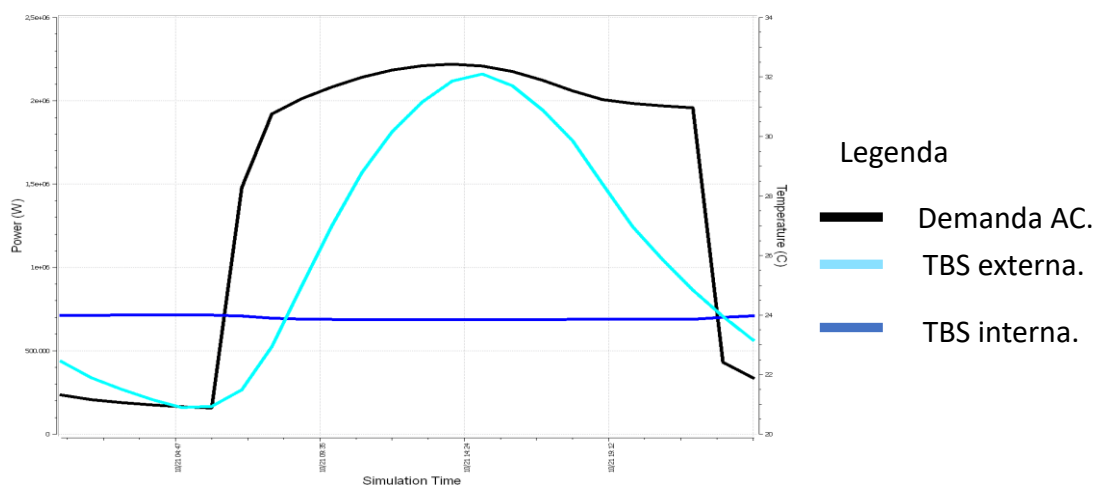


Figura 5.5: Resultado da simulação térmica da edificação.

A partir do gráfico acima, constata-se que a utilização do sistema de climatização se dá necessária a partir do momento que a temperatura de bulbo seco do ar externo sofre variações. Ou seja, a partir do momento de início da incidência solar a carga térmica interna sofre alterações. E esse valor apresenta seu ponto crítico no horário mais quente do dia aproximadamente 14:30 da tarde, horário de maior demanda da CAG consequentemente.

Uma estimativa de carga térmica utilizando a rotina de cálculo apresentada na norma 16401-2008, sugere que a carga térmica relacionado pela incidência solar sobre os vidros e janelas na envoltória da edificação é responsável pela maior parcela de carga térmica dos blocos A e B. Estimativas sugerem que a carga térmica devido a incidência solar é da ordem de 585 TR ou 2057.4 kW, como pode ser acompanhado no anexo E. (Lins e Caifa, 2016).

Porém, no horário de pico de consumo (18:00 às 19:00) a carga térmica já é bem inferior devido à baixa incidência solar e quantidade de pessoas inferior, como pode ser verificado no gráfico da simulação térmica acima. Desta forma, a utilização da termoacumulação seguindo o schedule anteriormente definido (17:00 às 22:00) não é interessante.

6. RETROFIT DA CAG.

Uma vez que a reativação da termoacumulação de calor latente não se mostrou uma alternativa economicamente viável para a edificação em estudo, inicia-se uma análise mais aprofundada sobre as possibilidades de *retrofit* da CAG visando maiores níveis de eficiência energética.

Como já foi apresentado no capítulo 4, a CAG é composta por diversos equipamentos. Dentre eles, temos os *chillers*, responsáveis pelo ciclo de refrigeração e pela produção de água gelada utilizada na climatização de toda a PGR. Sabe-se que esses equipamentos são os principais consumidores de energia elétrica em uma CAG, estima-se que o consumo somente dos *chillers* se compreenda entre 60% e 70% do consumo elétrico de toda central (BTS, 2001). Desta forma, a análise sobre as possibilidades de *retrofit* irão se iniciar pelas URLs.

6.1 Retrofit do fluido refrigerante.

Em meados da década de 70, houve a descoberta que, as substâncias CFC e HCFC quando liberadas na atmosfera, estavam diretamente relacionadas com a destruição da camada de ozônio. Desta forma, as nações mundiais se organizaram para definir métricas para redução do consumo dessas substâncias. Assim, deu-se início ao protocolo de Montreal. Esse protocolo trata-se de um acordo internacional, visando reduzir o impacto ao planeta reduzindo gradativamente o uso destas substâncias.

Nos EUA, a produção e importação de CFCs foram banidas completamente em 1996. Já os HCFC estão tendo seu uso gradativamente reduzido, com o limite de utilização em 2030. Em 2010, para seguir a agenda definida pelo protocolo de Montreal, as agências norte Americanas baniram a produção e a importação dos fluidos HCFC-142b e do HCFC-22, na produção de novos equipamentos. (ASHRAE Fundamentals, 2003).

O Brasil, como signatário do protocolo, criou um programa para conscientização e redução dos equipamentos alimentados por fluidos refrigerantes HCFC, como os da CAG de estudo. Esse programa foi denominado Programa Brasileiro de Eliminação dos HCFC (PBH). Sua premissa se baseia na conscientização principalmente no setor de serviços, a atuação de boas práticas de manutenção, de forma a eliminar os vazamentos gerados durante o processo de reparo nos equipamentos de ar condicionado (PBH, 2018). Esse programa foi dividido em etapas com metas a serem atingidas, sendo elas:

Cronograma de eliminação do consumo dos HCFCs no Brasil.		
Ano		Ação
Etapa 1	2013	Congelamento da linha de base*
	2015	- 16,6% da linha de base
Etapa 2	2020	- 39,3 % da linha de base
	2021	- 51,6% da linha de base
Etapa 3	2025	- 67,5% da linha de base**
	2030	- 97,5% da linha de base**
	2040	- 100% da linha de base

*Linha de Base: média do consumo de HCFCs de 2009 e 2010
 ** Projeção de parcela da linha de base a ser eliminada

Figura 6.1 - Cronograma eliminação dos HCFC(PBH,2018).

Sendo assim, caso os atuais *chillers* fossem mantidos, é interessante analisar a possibilidade de retrofit do fluido refrigerante, uma vez que como já foi citado anteriormente, o R22 está sendo descontinuado. Atualmente, existem 3 fluidos refrigerantes, que podem ser utilizados como alternativa ao R22, são eles: R407c, R134a, R410a.

Como os gases citados acima possuem características químicas e físicas diferentes ao HCFC, algumas alterações nos *chillers* também são necessárias, como por exemplo: substituição do lubrificante, dos anéis de vedação, do dispositivo de expansão, possivelmente da *slide valve*, entre outras. Além disso, sabe-se que esses fluidos refrigerantes apresentam pressões e temperaturas de saturação diferentes ao HCFC atual. Desta forma, como os *chillers* foram projetados para suportar as condições de pressão e temperatura do ciclo entálpico do R22, a adoção de fluidos refrigerantes com curvas (pressão X entalpia) diferentes, faz com que o equipamento reduza sua capacidade de resfriamento e ou sua performance. Algumas dessas propriedades podem ser visualizadas na tabela abaixo:

Table 8 Comparative Refrigerant Performance per Kilowatt of Refrigeration

No.	Refrigerant Chemical Name or Composition (% by mass)	Evapo- rator Pres- sure, MPa	Con- denser Pres- sure, MPa	Com- pression Ratio	Net Refrig- erating Effect, kJ/kg	Refrig- erant Circu- lated, g/s	Liquid Circu- lated, L/s	Specific Volume of Suction Gas, m³/kg	Com- pressor Displace- ment, L/s	Power Con- sump- tion, kW	Coeffi- cient of Perfor- mance	Com- pressor Dis- charge Temp., °C
410A	R-32/125 (50/50)	1.000	1.886	1.89	175.0	5.71	0.0055	0.0260	0.1484	0.0965	10.379	39.8
407C	R-32/125/134a (23/25/52)	0.640	1.267	1.98	173.7	5.76	0.0051	0.0367	0.2112	0.0939	10.655	39.3
22	Chlorodifluoromethane	0.626	1.192	1.9	171.0	5.85	0.0050	0.0377	0.2205	0.0918	10.885	40.3
134a	Tetrafluoroethane	0.377	0.770	2.04	161.0	6.21	0.0052	0.0542	0.3364	0.0918	10.903	32.6

Figura 6.2 - Propriedades dos fluidos Refrigerantes - (ASHRAE Fundamentals, 2004).

A partir dos dados apresentados acima, conclui-se que o *drop in* do HCFC 22, é o fluido R407C, já que as propriedades dos gases são semelhantes, minimizando o impacto ao equipamento. Porém, esse fluido, assim como o R410a, trata-se de um *blend* de fluidos distintos em concentrações diferentes. Assim, o refrigerante assume comportamentos distintos durante o ciclo de compressão a vapor. Por exemplo, o R32 (componente do R407C) pode se evaporar primeiro, de forma que a parcela sobressalente do fluido apresenta uma concentração diferente. Portanto, propriedades física e químicas distintas. Desta forma, caso ocorra um vazamento de gás refrigerante, a reposição pode ser uma tarefa complicada e onerosa, uma vez que a atual concentração do fluido restante é desconhecida. Além do que, recargas sucessivas podem ocasionar na perda de desempenho e capacidade do equipamento. (Pimenta, 2008).

Já o R134a apresenta características distintas ao R22, mesmo tratando-se de dois fluidos de média pressão. Desta forma, caso seja tomado como alternativa de *retrofit*, deve-se ter o entendimento que haverá perda de capacidade do *chiller*, e possivelmente de rendimento. Isso pode ser concluído, analisando a figura 6.2 acima. O R134a, necessita de uma razão de compressão e vazão mássica superior, para a produção dos mesmos 1 kW de refrigeração, quando comparado ao R22. Desta forma, como os compressores das máquinas atuais foram dimensionados para trabalhar de acordo com o ciclo de refrigeração do HCFH, o *retrofit* para essa nova opção ocasionaria uma perda de capacidade dos equipamentos, além de custos superiores. Essa perda de capacidade pode ser verificada na folha de seleção do equipamento no anexo C3 e estimada em 30%.

Desta forma, conclui-se que o *retrofit* do fluido refrigerante é uma tarefa árdua, em que diversas variáveis devem ser levadas em consideração. Uma delas, é o custo inicial envolvido, por exemplo, o custo de *retrofit* para o fluido R-123, em um *chiller* centrífugo, pode custar até 50% do investimento de um novo equipamento (ASHRAE Handbooks HAVC Application, 2011). Além do fato dos equipamentos atuais terem uma idade avançada, e uma intervenção dessa magnitude poderia reduzir ainda mais sua vida útil. Assim, entende-se que a melhor alternativa é manter os equipamentos operando nas mesmas condições atuais, ou seja, o *retrofit* do fluido refrigerante não é uma alternativa que garanta a confiabilidade para o investimento necessário.

6.2 Expectativa da vida útil dos equipamentos.

Sistemas de HVAC como qualquer outro, necessitam de constante manutenção preventiva e preditiva, de forma a garantir uma operação otimizada aos equipamentos. Esses custos de manutenção devem ser levados em conta nas tomadas de decisão sobre as obras de *retrofit*.

As condições de operação do sistema de climatização, são alteradas constantemente por diversos fatores que influenciam na carga térmica, principalmente pela variação diária das condições climáticas locais, como a temperatura externa. Desta forma, condições de operação em regime permanente são raras, pois diversos parâmetros podem influenciar a carga térmica local, criando assim uma perturbação em cadeia para toda CAG. Essas perturbações podem influenciar na vida útil dos equipamentos, uma vez que, dependendo da magnitude das alterações, podem gerar danos permanentes nos componentes da CAG. Como exemplo, temos o processo de paralização da CAG em 2003 ocasionada pela redução da concentração de MEG, o que poderia resultar no congelamento do fluido no evaporador dos chiller, caso a concentração reduzisse mais. Resultando assim, no possível rompimento de toda a tubulação no evaporador, gerado pelo comportamento anômalo da água a baixas temperaturas.

Alternativas de *retrofit* em sistemas de água gelada, apresentam uma certa dificuldade do período em que devem ocorrer. Na grande maioria dos casos, as tomadas de decisões são arbitrárias, e não levam em conta aspectos técnicos a respeito da real situação dos equipamentos existentes. Na grande maioria das obras de modernização, as alterações acontecem em duas condições básicas, quando existe alguma falha grave em algum equipamento, paralisando o sistema, ou quando os custos de operação são tão elevados que viabilizam as obras de modernização.

Essa análise estimativa da vida útil em serviço de equipamentos de HVAC, pode ser acompanhada em um projeto de pesquisa desenvolvido pela ASHRAE “TRP-1237”. Esse projeto teve como base uma coleta de informações sobre equipamentos de HVAC, com foco nos custos de manutenção e na vida em serviço dos produtos. Um dos objetivos é auxiliar nas tomadas de decisões sobre quais soluções apresentavam os melhores benefícios para cada aplicação. Essa pesquisa foi realizada em 163 edifícios comerciais nos Estados Unidos, e apresenta detalhes como: dimensões da edificação, tempo de construção (idade). Abramson et al. (2005). A tabela abaixo apresenta uma parte do referido estudo:

Table 3 Median Service Life

Equipment Type	Median Service Life, Years	Total No. of Units	No. of Units Replaced
DX air distribution equipment	>24	1907	284
Chillers, centrifugal	>25	234	34
Cooling towers, metal	>22	170	24
Boilers, hot-water, steel gas-fired	>22	117	24
Controls, pneumatic	>18	101	25
electronic	>7	68	6
Potable hot-water heaters, electric	>21	304	36

Figura 6.3 - Vida útil estimada dos equipamentos - (ASHRAE HVAC Application, 2011)

Os valores apresentados na tabela acima, são baseados em análises de equipamentos ainda operantes, e os que já sofreram *replacement* (Hiller 2000). Com esse projeto de pesquisa desenvolvido (TRP-1237, Abramson et al. 2005), foi criada uma plataforma online. Essa base de dados, atualmente conta com mais de 345 edificações diferentes e mais de 38.900 informações sobre a vida útil das peças constituintes dos equipamentos. Assim, engenheiros podem estimar com maior acurácia a vida útil dos sistemas projetados.

Chillers do tipo compressor parafuso, como o da edificação em estudo, são equipamentos robustos, que possuem uma vida útil elevada, como pode ser visto na imagem acima. São máquinas que suportam condições de operação mais abrangentes, e que possuem níveis de eficiência inferiores, quando comparadas com as compressores centrífugos, por exemplo. Parte dessa baixa eficiência, pode ser justificada pela dissipação de energia no contato mecânico entre os rotores constituintes do compressor. Além disso, os *chillers* atuais, não possuem variador de frequência em seu compressor, assim, o rotor permanece a maior parte do tempo sobre alta velocidade de rotação e o controle de demanda de fluido refrigerante é realizado pela válvula corredeira (*slide-valve*). Já um chiller equipado com VSD, é capaz de variar sua velocidade de rotação do compressor, de acordo com a demanda de fluido refrigerante exigida no evaporador. Reduzindo assim o consumo de energia elétrica em cargas parciais, aumentando a eficiência do equipamento, como pode ser verificado no índice NPLV nas fichas do anexo F.

Os *chillers* atuais ainda apresentam condição de operação normalizadas e atendem parcialmente a PGR, mas os custos com energia elétrica e manutenção estão aumentando gradativamente. Assim, o *replacement* das URLs atuais pode ser uma alternativa interessante de ser estudada. As razões de *replacement* o devem levar em conta, mas não se limitando

somente, a falha dos equipamentos, *phase-out* de componentes, obsolescência, custos de manutenção excessiva, mudanças necessárias no sistema global, custos da tarifa energética, sustentabilidade e a confiabilidade atual do sistema.

6.3 Consumo elétrico atual da CAG.

Com o constante aumento do consumo elétrico, sem o acompanhamento da produção e do parque instalado, a inflação energética apresenta uma crescente valorização anualmente. Desta forma, grandes instalações de ar condicionado, como é o caso da CAG de estudo, demonstram ser foco de estudos de otimização voltados para uma eficiência energética cada vez maior.

A edificação em estudo apresenta um medidor elétrico exclusivo para a CAG, devido ao alto consumo e ao contrato tarifário vigente. O departamento de Engenharia e Arquitetura da PGR, teve diversas contribuições neste trabalho, sendo uma delas a disponibilidade de diversos dados reais de operação, como o consumo elétrico da CAG, apresentado na imagem abaixo:

Consumo Elétrico Anual CAG - PGR							
Ano	Consumo Ponta	Valor kWh Ponta	Custo Ponta	Consumo F Ponta	Valor kWh F Ponta	Custo F Ponta	Total Mensal
2014	33,692	R\$1.13	R\$38,343.22	209,665	R\$0.25	R\$52,403.35	R\$107,911.67
2015	31,734.33	R\$1.45	R\$45,752.35	223,368.25	R\$0.45	R\$101,810.69	R\$173,747.33
2016	20,031.92	R\$1.63	R\$32,227.67	213,937.67	R\$0.49	R\$104,515.79	R\$155,529.74
2017	19,412.33	R\$2.02	R\$39,248.92	215,311.83	R\$0.49	R\$105,817.26	R\$161,105.56
% Conta		24%			64%		
Varição (14>17)	42%	79%	2%	3%	98%	102%	49%

Figura 6.4 - Faturas anuais médias do consumo elétrico da CAG.

Os valores apresentados na tabela acima, foram os valores médios do consumo elétrico anual da edificação. Como os custos de demanda compreendem apenas 10% do total da conta mensal, seus valores foram desconsiderados das contas abaixo.

A partir da tabela acima, conclui-se que o consumo elétrico da edificação no período de ponta reduziu gradativamente ao longo dos anos, para cerca de 42% do inicial. Essa redução pode ser explicada justamente pela mudança no *schedule* de ocupação da edificação, e pela consequente redução da carga térmica no período de ponta do consumo, como foi explicado no item 5.2, inviabilizando a reativação da termoacumulação de calor latente. Mesmo com a consequente valorização do kWh no horário de ponta, a redução do consumo nesse período,

manteve o custo desta parcela praticamente constante, variando cerca de 2% apenas ao longo dos anos. Atualmente, o gasto referente a esse consumo (período de ponta) corresponde a 24% do total pago mensalmente, ou seja, com a consequente redução desse consumo, a tarifa mensal pode ser reduzida.

Já o consumo no período de fora ponta, corresponde a maior parcela do consumo elétrico cerca de 64% do total pago mensalmente. Esse consumo teve uma alteração de apenas 3% ao longo dos anos avaliados, ou seja, pode ser considerado constante. Porém o valor do kWh teve uma variação de 100%, provavelmente pela inserção das bandeiras tarifárias a partir de 2015. Essa mudança acarretou um aumento na parcela paga referente ao consumo no período de fora ponta. O valor pago atualmente é igual ao dobro do valor pago em 2014, para o mesmo consumo. Os dados apresentados na tabela acima, foram as médias do consumo mensal em cada ano, houveram certos meses, como por exemplo, em dezembro de 2015, onde o valor total pago mensalmente ultrapassou os R\$ 230.000 mil reais. Parte desses valores são melhor apresentados no gráfico abaixo:

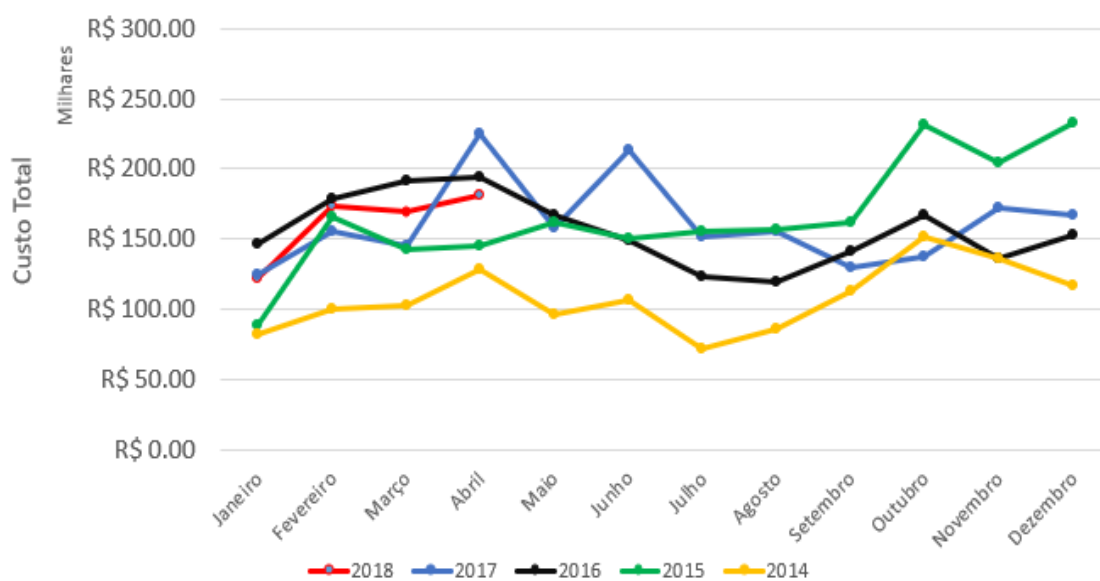


Figura 6.5 - Custo energético operacional da CAG.

Com a análise dos dados apresentados, conclui-se que o custo de operação do atual sistema de água gelada, demanda um alto gasto mensal. Além disso, o aumento considerável enfrentado no insumo energético, será transmitido para a edificação. Como foi explicado anteriormente, os *chillers* são responsáveis por até 70% do consumo apresentado acima. Assim, a substituição dos equipamentos atuais, por outros de maior capacidade e eficiência, poderá reduzir o consumo energético da edificação, e passará a atender a carga térmica de projeto.

Porém, a central é composta por diversos equipamentos que também devem ser considerados nas análises de eficiência energética. Por fim, iniciam-se agora as análises das possibilidades reais de *retrofit* para a edificação, de forma a definir qual das alternativas apresentadas é a mais indicada para a CAG em estudo.

6.4 Alternativas *retrofit* CAG.

Como foi explicado no item 4.2, a carga térmica de pico da PGR é calculada em 1437 TR. Desde a desativação do sistema de termoacumulação de calor latente, em 2003, essa demanda térmica não é mais atendida, uma vez que a capacidade dos três *chillers* atuais, adicionados aos modulares na CAG 2 fornecem no máximo 1140 TR, além de gerar um alto gasto mensal com energia elétrica, como discutido no item 6.3. Desta forma, inicia-se a sugestão e análise de algumas alternativas de *retrofit* visando menores custos, e que atendem as condições de conforto térmico. As alternativas seguirão níveis gradativos de complexidade e intervenção física na edificação, com uma análise e simulação termo energética de cada uma, a fim de se conhecer a fundo a opção mais favorável para a PGR.

Vale salientar que, nas alternativas a serem avaliadas foram consideradas somente *chillers* com a tecnologia de velocidade variável no compressor. Essa decisão foi tomada, com base no ganho de eficiência em cargas parciais que os equipamentos demonstram. Com o desenvolvimento e aprimoramento dessa tecnologia, as URLs puderam ter um controle mais otimizado em cargas parciais, garantido por um maior controle da vazão de fluido refrigerante na voluta de descarga do compressor, por aprimoramento da válvula de expansão eletrônica e por toda a automação embarcada ao equipamento. Por exemplo, um *chiller* pode apresentar 30% mais eficiência do que outro de mesma capacidade, com velocidade fixa (sem variador). (Johnson Controls, 2009). Além disso, segundo a norma AHRI, estima-se que os *chillers* funcionam 99% de seu período de funcionamento sobre carga parciais, como explicado no item 3.5, sendo assim uma operação mais favorável para um equipamento com tecnologia avançada.

6.4.1 Substituição dos *Chillers* mesma capacidade.

A primeira alternativa, será a que possui menor intervenção na edificação. Trata-se do *replacement* dos *chillers* atuais, por equipamentos de mesma capacidade, porém acionados por compressores centrífugos, e com níveis de eficiência superiores. Além disso, os equipamentos propostos são alimentados por um fluido refrigerante com ODP nulo e com GWP inferior (1300), sem estimativa de *dead line*, o R134-a. Assim, a partir das fichas de seleção e performance dos atuais equipamentos disponíveis no anexo C, foram selecionados outros 3

chillers com compressor centrífugo de alta eficiência, e velocidade variável, com os mesmos 350 TR (unitário) de capacidade, do fabricante York.

Os novos equipamentos além de uma tecnologia superior, permitem menores intervenções na CAG, pois todo o circuito de condensação e hidráulico podem ser mantidos. São 21% mais eficientes em carga plena, e 32% em cargas parciais, quando comparados aos equipamentos atuais. Uma tabela comparativa é apresentada abaixo:

Tabela 6.1: Comparativo eficiência sistema atual e alternativa 1.

Equipamento	Capacidade Unit.	Compressor	Fluido Refrigerante	COP		NPLV	
				kW/TR	kW/kW	kW/TR	kW/kW
YS atual	350 TR	Parafuso	HCFC - R22	0.76	4.66	0.57	6.21
YK - 01	350 TR	Centrífugo	R134a	0.63	5.62	0.43	8.18
Ganho de Eficiência				21%		32%	

Vale salientar que os equipamentos foram avaliados sobre as mesmas condições de projeto. Ou seja, as temperaturas de entrada e saída, tanto de água gelada, como de água de condensação foram mantidas as mesmas dos equipamentos atuais. Como pode ser visualizado no anexo F.

Essa alternativa trata-se da mais simplificada, de menor investimento inicial e intervenção física na CAG. Porém, os três novos *chillers* mesmo com níveis superiores de eficiência, continuam a não atender a carga térmica crítica da edificação, já que em sua totalidade atingem apenas 1050 TR, faltando cerca de 387 TR. Desta forma, essa alternativa se limita e impossibilita futuras expansões na edificação.

Esse projeto de conclusão de curso pode ser desenvolvido com o auxílio do departamento de Engenharia da PGR, pois o atual *retrofit* da CAG também é de interesse da edificação. Segundo levantamentos preliminares, a carga térmica de pico atual da edificação sofreu alterações, principalmente pelas mudanças nas condições climáticas que enfrentamos atualmente. Estima-se que a carga térmica máxima seja atingida nos períodos de menor umidade compreendidos entre setembro e outubro para a região de Brasília. Comprovando os dados apresentados no arquivo climático da região. Porém, por falta de dados concretos e cálculos atuais, a carga térmica estimada para as próximas alternativas seguirá a calculada no projeto executivo inicial e igual a 1437 TR.

6.4.3 Três centrífugas de 500 TR.

Para suprir a atual demanda de carga térmica são necessários equipamentos de maior capacidade. Como forma de reduzir o impacto no circuito hidráulico já existente, com três *chillers*, propõe-se a implementação de 3 URL, com 500 TR de capacidade e compressor centrífugo de alta eficiência, também alimentados por R134-a. Mas necessitam de uma maior intervenção física na edificação, já que o sistema atual de condensação deve ser refeito para atender às maiores vazões necessárias..

As razões para selecionamento dos equipamentos seguem as mesmas do primeiro caso, mas que atendam a carga térmica de pico, além de garantir uma carga excedente para possíveis expansões na edificação. Sabe-se que quanto maior a capacidade do equipamento, maior é o tempo de funcionamento sobre cargas parciais, atingindo níveis maiores de eficiência como pode ser confirmado nas fichas de seleção dos equipamentos em anexo.

Porém a comparação entre os equipamentos dessa alternativa com os existentes não é válida, uma vez que temos capacidades diferentes. Desta forma, optou-se por uma suposição para o sistema atual, na qual teríamos 4 *chillers* de 350 TR totalizando 1400 TR, que somados aos da CAG2 totalizariam 1490 TR, contra 3 de 500 TR, reduzindo as diferenças entre as capacidades. As URLs dessa alternativa são 21% mais eficientes em carga plena, e 45% em cargas parciais, quando comparados aos equipamentos atuais. Uma tabela comparativa é apresentada abaixo:

Tabela 6.2: Comparativo eficiência sistema atual e alternativa 2.

Equipamento	Capacidade Unit.	Compressor	Fluido Refrigerante	COP		NPLV	
				kW/TR	kW/kW	kW/TR	kW/kW
YS atual	350 TR	Parafuso	HCFC - R22	0.76	4.66	0.57	6.21
YK - 02	500 TR	Centrífugo	R134a	0.62	5.65	0.39	9.00
Ganho de Eficiência				21%		45%	

Desta forma, os equipamentos propostos na alternativa 2, além de mais eficientes, tanto em cargas parciais como em carga plena, atendem com folga a demanda térmica da edificação inclusive na condição crítica de projeto. Porém necessitam de maiores intervenções já que o atual sistema de bombas e de condensação, pode não atender a demanda dos novos equipamentos. Essa discussão será melhor apresentada no capítulo 6.5, de simulação das alternativas propostas.

6.4.4 Duas centrífugas mancais magnéticos de 750 TR.

O grande diferencial apresentado nessa alternativa é a alta tecnologia disponível no mercado atualmente, os mancais magnéticos isentos de lubrificação. Ao longo da evolução mecânica e tecnológica da humanidade, a presença de lubrificantes se dava necessária como forma de resfriamento e lubrificação dos componentes de máquinas motoras e movidas. Porém, com a necessidade de operações com os mais altos níveis de eficiência energética, e com o auxílio do eletromagnetismo, a presença de lubrificação foi eliminada de alguns equipamentos.

Essa inovação tecnológica, permite ao equipamento operar em condições de temperaturas mais adversas e garante níveis de eficiência maiores ainda, quando comparados aos equipamentos lubrificados a óleo, para a mesma capacidade. Reduzindo os custos de manutenção e operação, além da redução de até 80% menos peças móveis do que equipamentos lubrificados a óleo. Um outro diferencial ainda, é a alta disponibilidade que o *chiller* apresenta, já que pela falta de lubrificantes, a manutenção do equipamento se reduz apenas a verificação das condições operacionais, como por exemplo, acompanhamento bimensal do nível das baterias que suportam os mancais magnéticos caso ocorram falhas de energia elétrica. Essa tecnologia é necessária, visto que, como o eixo suportado pelos mancais, opera em alta velocidade de rotação, caso ocorra uma falta de energia, o conjunto de baterias suportam e reduzem progressivamente a velocidade de operação do eixo, até que este seja repousado sobre os mancais, evitando sua falha catastrófica.

Além disso, a adoção de um novo fluido refrigerante de baixa pressão, garante ao equipamento proposto uma operação segura e com fundamentos na preservação ambiental. O fluido refrigerante que opera esses equipamentos é o R1233-zd, com ODP nulo e GWP unitário. Além de atender as normas de segurança da ASHRAE por ser um fluido refrigerante atóxico e não inflamável (ASHRAE, Fundamentals 2004). Desta forma, o impacto gerado ao meio ambiente, e aos operadores com sua exposição é mínima quando comparado aos outros gases apresentados.

Os *chillers* dessa alternativa são 23% mais eficientes em carga plena, e 70% em cargas parciais, quando comparados aos equipamentos atuais. Uma tabela comparativa é apresentada abaixo:

Tabela 6.3: Comparativo eficiência sistema atual e alternativa 3.

Equipamento	Capacidade Unit.	Compressor	Fluido Refrigerante	COP		NPLV	
				kW/TR	kW/kW	kW/TR	kW/kW
YS atual	350 TR	Parafuso	HCFC - R22	0.76	4.66	0.57	6.21
YZ	750 TR	Centrífugo	R-1233zd	0.62	5.71	0.33	10.57
Ganho de Eficiência				23%		70%	

Os novos equipamentos além de uma tecnologia superior, atendem à demanda térmica da edificação, porém necessitam maiores intervenções na CAG, pois todo o circuito de condensação e hidráulico podem não ser capazes de atender aos *chillers*.

6.5 Simulação das alternativas propostas.


Como citado anteriormente, a simulação termo energética é uma grande aliada do engenheiro projetista. A partir dela, pode-se ter um melhor entendimento do comportamento térmico da edificação analisada. Além disso, após as sugestões de alternativas propostas para cada sistema de climatização apresentado, com o advento da simulação, pode-se conhecer o comportamento e custo operacional de cada alternativa. Futuramente, pode-se calcular qual sistema apresentou o melhor custo benefício e pode ser a selecionada como vencedora. Desta forma, nesse trabalho, optou-se pela simulação de cada alternativa proposta, comparativamente com o atual sistema operando. Assim, pode-se conhecer os reais ganhos de eficiência propostos e as consequentes reduções no consumo elétrico da operação.

O primeiro passo da simulação foi justamente atingir a condição atual e real de funcionamento. Ou seja, a partir dos dados de consumo elétrico disponibilizados e de estimativas de consumo e desgaste dos equipamentos atuais, os parâmetros da simulação puderam ser comparados e alterados, de forma a atingir a condição real de operação. Assim, com os dados de operação real dos equipamentos, os próximos passos eram justamente a seleção e mudanças operacionais em cada alternativa proposta para a edificação.

Para que a simulação representasse as condições reais de operação da CAG atualmente, adotou-se como premissa de cálculo o mesmo *schedule* de operação e funcionamento, ou seja, de segunda a sexta das 7:00 às 19:00 durante todos os meses do ano, como pode ser confirmado na imagem abaixo:

Figura 6.6 - Schedule de operação da CAG - PGR.

Para esse perfil de funcionamento, ao longo de um ano base, temos 3120 horas de operação. A partir da definição do *schedule* operacional de toda a CAG, buscou-se as informações dos arquivos climáticos para conhecer assim, a distribuição das temperaturas externas e suas horas de ocorrência anuais, para a região climática de Brasília – DF. Assim, para a região temos o seguinte perfil de temperaturas externas:



Weather

Data

Johnson Controls

Project								Location							
TCC - PGR								Brasilia - DF							
Arquivo Climático - PGR															
Temp Bin (°C)	Jan (hrs)	Feb (hrs)	Mar (hrs)	Apr (hrs)	May (hrs)	Jun (hrs)	Jul (hrs)	Aug (hrs)	Sep (hrs)	Oct (hrs)	Nov (hrs)	Dec (hrs)	Avg.WB (°C)	Total (hrs)	
35.0=>37.7	0	0	0	0	0	0	1	0	2	8	0	0	17.20	11	
32.2=>34.9	20	0	4	6	0	0	0	27	55	69	14	19	17.40	214	
29.4=>32.1	48	70	81	82	77	33	48	70	82	68	74	55	18.10	788	
26.7=>29.3	89	97	99	81	105	85	89	85	51	52	85	98	17.90	1016	
23.9=>26.6	56	34	47	36	45	54	37	27	22	33	41	50	17.60	482	
21.1=>23.8	51	30	43	32	32	44	40	35	31	31	42	30	16.90	441	
18.3=>21.0	0	9	2	2	15	33	20	24	9	3	8	0	14.40	125	
15.6=>18.2	0	0	0	1	2	14	17	8	0	0	0	0	11.70	42	
12.8=>15.5	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	9.40	1	
10.0=>12.7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	7.22	0	
7.2=>9.9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	5.00	0	
Totals:	264	240	276	240	276	264	252	276	252	264	264	252		3120	

Figura 6.7 - Perfil horário de distribuição das temperaturas externas - Brasília

Como pode-se comprovar, o mês de outubro permanece como o crítico, agrupando a maior parcela de temperaturas mais elevadas.

Para o custo operacional da CAG, adotou-se uma média ponderada do valor do kWh nos períodos de ponta e fora ponta, como forma de simplificação. Já que o período de ponta corresponde a uma única hora diária de operação. Assim, o custo do kWh foi padronizado para todo o funcionamento.

Desta forma, a partir dos dados e premissas explicados acima, obteve-se o seguinte resultado com a simulação do sistema atual:

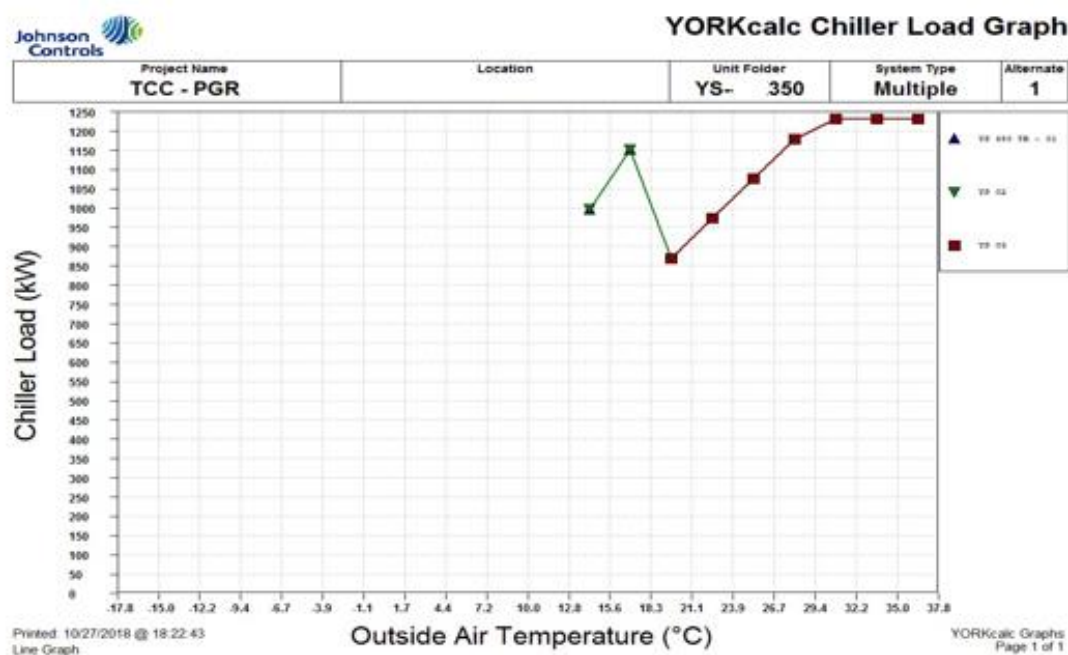


Figura 6.8- Simulação termo energética dos chillers atuais.

O gráfico acima, simula a demanda dos *chillers* de acordo com a variação das temperaturas externas, apresentadas no arquivo climático. Nesse caso, teríamos 2 máquinas constantemente operando em plena carga, e o terceiro seria acionado quando a temperatura externa chegasse próxima de 19°C. A partir da análise gráfica, comprova-se que os *chillers* atuais não comportam a demanda térmica de pico da edificação, já que por volta dos 30°C de temperatura externa, os três equipamentos permanecem em 100% de funcionamento, fornecendo 3693 kW (1050TR), sendo que a edificação demanda 5054 kW (1437TR). Desta forma, com o aumento da temperatura externa e o consequente aumento de carga na PGR, a CAG não suporta a demanda térmica exigida no projeto de climatização.

6.5.1 Simulação alternativa 1.

Para a primeira alternativa, três centrífugas de alta eficiência e mesma capacidade que o sistema atual, o gráfico possui o mesmo perfil, já que os equipamentos têm as mesmas capacidades e são solicitados termicamente da mesma forma. O diferencial está nos níveis de eficiência embarcados na nova tecnologia, garantindo reduções no consumo elétrico.

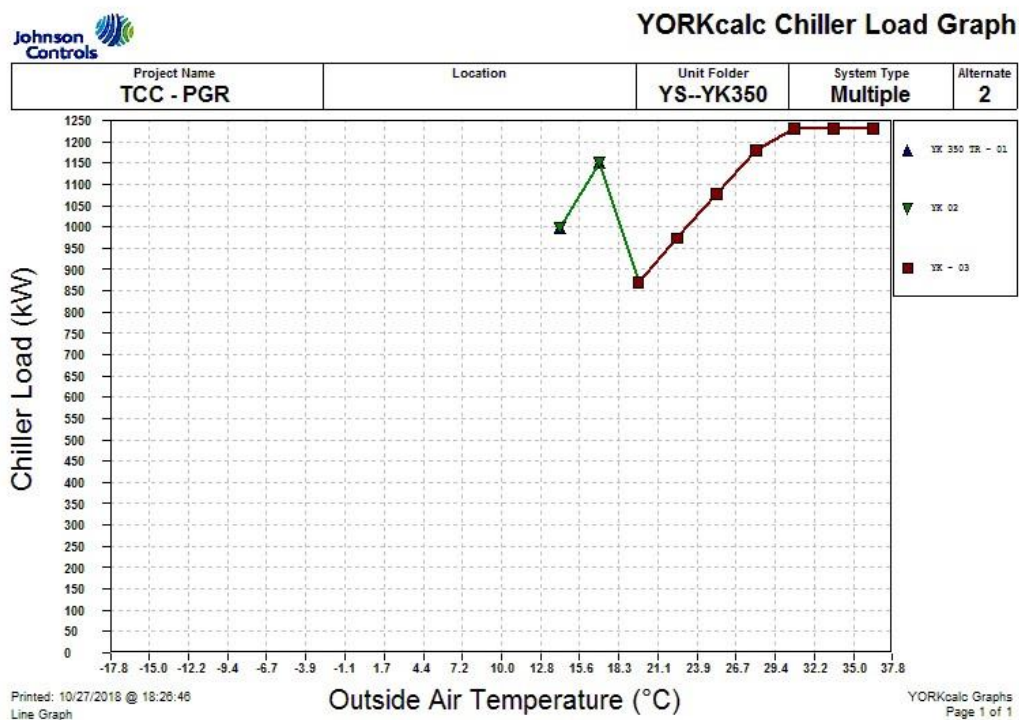


Figura 6.9 - Simulação da alternativa 1.

Simulando o custo elétrico operacional de cada alternativa, temos as seguintes curvas representadas abaixo.

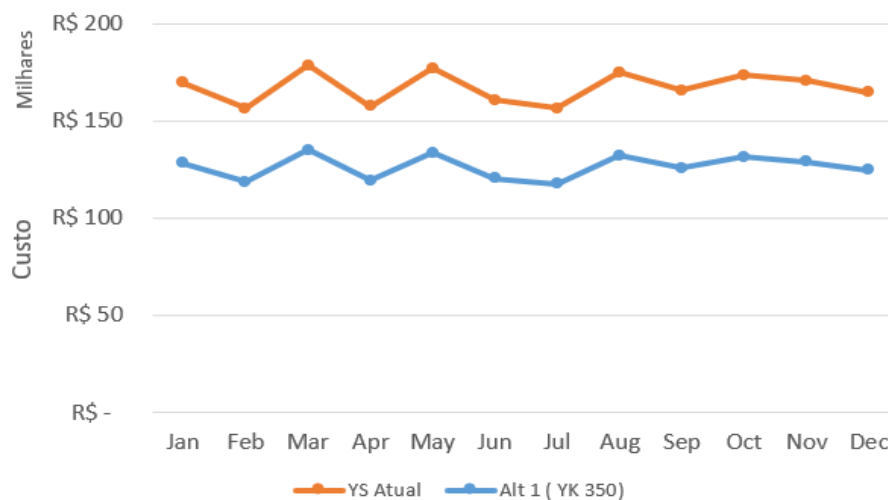


Figura 6.10 - Custo energético operacional das alternativas propostas.

Resumindo os valores apresentados no gráfico acima, para a tabela abaixo temos os seguintes resultados:

Tabela 6.4: resultados da simulação termo energética 1.

Chiller	Capacidade Total	Custos de Operação Médio CAG	
		Mensal	Anual
3 X YS Atual	1050 TR	R\$ 167,324.00	R\$ 2,007,892.00
3 X YK - 01	1050 TR	R\$ 126,390.00	R\$ 1,516,673.00
Redução Custo		24%	R\$ 491,220.00

Salienta-se a precisão encontrada na simulação real de operação da CAG. Como foi apresentado na tabela 6.1, o custo real mensal com energia elétrica tem um valor médio de R\$ 163.460,000 reais. E como resultado da simulação, obteve-se um valor de R\$ 167.324,000 reais mensais, ou seja, um erro de aproximadamente 2%.

Pela análise da tabela acima, conclui-se que apenas com a substituição dos *chillers* atuais, a redução no consumo de energia é estimada em 24%. Comprovando que uma análise simplificada, que ainda não atenderia a demanda térmica da edificação, já garante uma economia de energia considerável devido o ganho de eficiência embarcada com tecnologia de operação com velocidade variável. Além disso, essa simulação valida as próximas, uma vez que uma potencial análise mais abrangente sobre toda a CAG, com bombas e torres, que também possuem uma idade e vida em serviço avançadas, são fontes em que podemos otimizar a eficiência energética.

6.5.2 Simulação alternativa 2.

Nessa alternativa, três centrífugas de 500 TR, a carga térmica de pico da edificação passa a ser atendida sem a necessidade de funcionamento da CAG2. Esse subsistema pode ser acionado apenas em condições extremas de carga, ou caso a utilização de uma pequena área próxima venha a ser utilizada, seguindo o escopo do projeto inicial dos *chillers* modulares. Desta forma, o sistema possui o seguinte perfil de funcionamento:

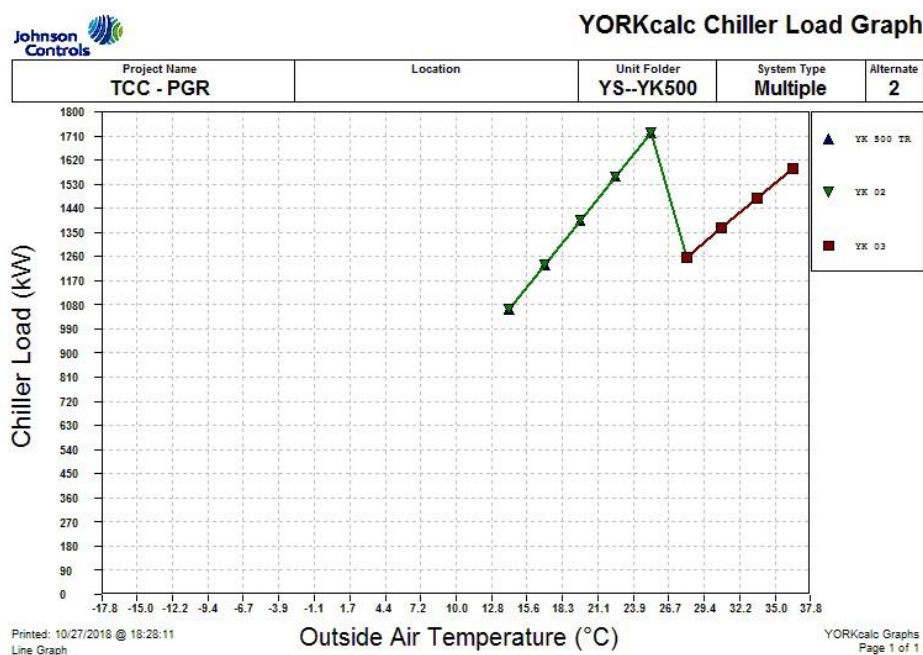


Figura 6.11 - Simulação termo energética alternativa 2.

Nessa alternativa, para atender a carga térmica de maior ocorrência na edificação dois *chillers* suportam a demanda térmica. O terceiro equipamento é acionado quando a temperatura do ar externo ultrapassa os 28°C. Além disso, as URLs 3 funcionam sobre cargas parciais, já que o somatório total das capacidades dos equipamentos ultrapassa a demanda de climatização exigida.

Porém, com o aumento da capacidade dos *chillers* todo o circuito hidráulico e de condensação devem ser revisados, já que para um aumento unitário de 150 TR em cada equipamento, as vazões tanto de água gelada como de condensada sofrem aumento.

Para as torres de condensação através da seleção junto ao fabricante “ALFATERM”, pode-se conhecer as dimensões e dados de projeto de cada torre, disponibilizado no anexo G. Para a seleção das torres de condensação foram mantidos os valores do memorial técnico descritivo do projeto inicial da PGR, e também os valores baseados em normas. A temperatura de bulbo úmido para a seleção foi de 23,5°C, a vazão de água condensada deve ser de acordo com a capacidade do *chiller* alimentado, mas uma boa aproximação é utilizada na razão de 3 GPM/TR, ou seja, 342 m³/h para os de 500 TR, e 513 m³/h para os de 750TR, conforme indica a norma AHRI 550-590. O elemento de contato das torres (enchimento), que proporciona a troca térmica de calor e massa selecionado, também foi o mesmo do atual, que seriam de blocos trapezoidais. Esse “enchimento” selecionado é justificado por permitir a lavagem sem

desmontagem para uma eventual remoção de partículas sólidas decorrentes da contínua utilização.

Para o sistema de bombas atuais, como foi citado anteriormente, o aumento da capacidade dos *chillers* existentes demanda um aumento proporcional da capacidade das bombas do circuito. Segundo a norma AHRI 550-590, capacidade de uma URLs pode ser calculada a partir da diferença de temperaturas de entrada e saída de água gelada, no evaporador, e a vazão correspondente. Ainda citando a norma, para um ΔT de climatização para conforto usado habitualmente igual a 5.5°C , as vazões correspondentes de água gelada e de condensada seguem os valores de 2.4 GPM/TR e 3.0 GPM/TR, respectivamente. (AHRI 550-590, 2015). O sistema atual, apresenta valores de vazão 5% inferiores para água gelada, e 10% inferiores para a condensada, no ΔT citado acima, avaliando para as alternativas 2 e 3. Desta forma, adota-se uma simplificação que o atual sistema hidráulico e de bombeamento é capaz de atender a demanda das alternativas 2 e 3, durante a maior parte do tempo operativo. Além do fato dos novos *chillers* propostos nas alternativas possuírem perdas de cargas inferiores, no evaporador e condensador, o que reduzirá o trabalho das bombas.

Com os dados operativos de cada equipamento proposto pode-se revisar os parâmetros da simulação garantindo os seguintes resultados para a segunda alternativa proposta:

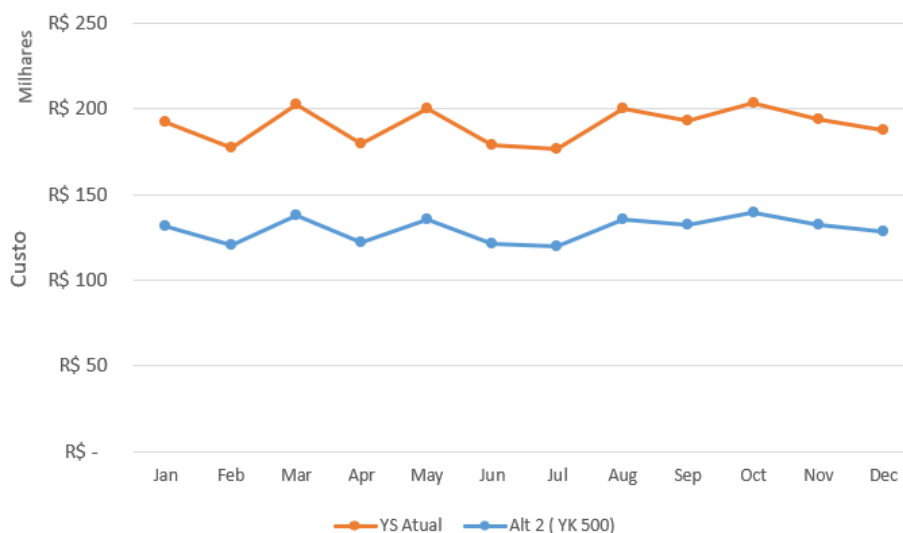


Figura 6.12 - Custo energético operacional das alternativas propostas.

Vale salientar que foi adotada uma suposição que atualmente, na CAG existiam 4 *chillers* de 350TR, que somados aos modulares da CAG 2 totalizam 1490 TR. Desta foram, obtemos uma comparação justa entre as capacidades dos equipamentos.

Tabela 6.5: resultados da simulação termo energética 2.

Chiller	Capacidade Total	Custos de Operação Médio CAG		
		Mensal		Anual
4 (YS)+ 6 (IAS)	1490 TR	R\$ 190,573.00	R\$	2,286,447.00
3 x YK - 02	1500 TR	R\$ 129,930.00	R\$	1,559,156.00
Redução Custo		32%		R\$ 727,291.00

Pela análise da tabela acima, conclui-se que, com a substituição dos *chillers* e conjunto de torres de condensação atuais, a redução no consumo de energia é estimada em 32%. Comprovando o esperado na primeira simulação, propondo um *retrofit* em toda a CAG.

6.5.2 Simulação alternativa 3.

Nessa alternativa, duas centrífugas de 750 TR, a carga térmica de pico da edificação passa a ser atendida sem a necessidade de funcionamento da CAG2. Esse subsistema pode ser acionado apenas em condições extremas de carga, ou caso a utilização de uma pequena área próxima venha a ser utilizada, seguindo o escopo do projeto inicial dos *chillers* modulares. Desta forma, a simulação da alternativa 3 segue o perfil abaixo:

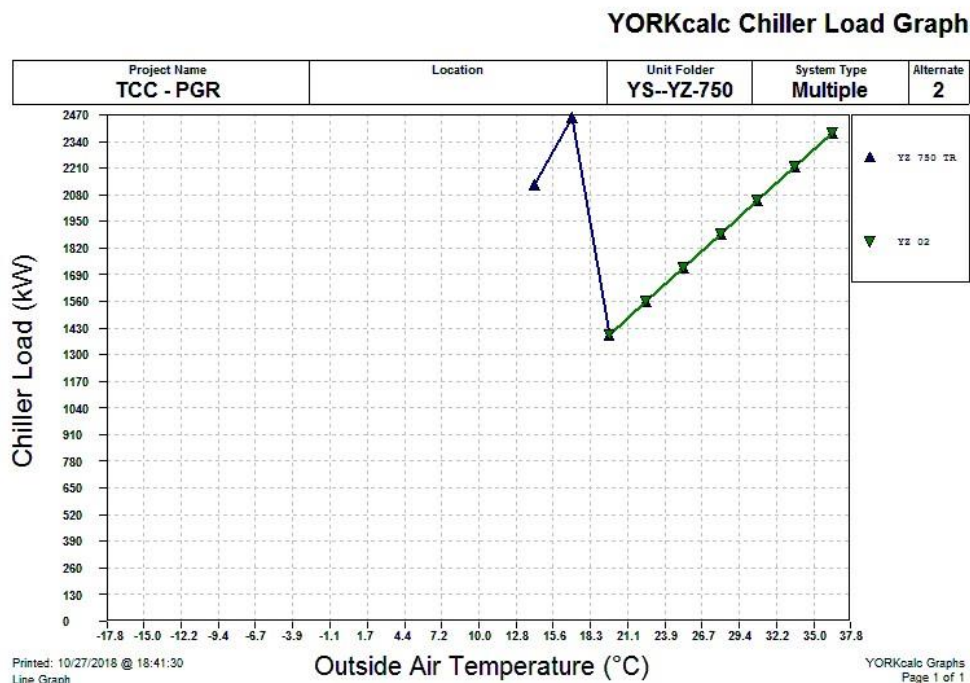


Figura 6.13 - Simulação Termo energética alternativa 3.

Nessa alternativa, os dois equipamentos passam a maior parte do tempo em funcionamento, porém como a capacidade entregue é maior do que a demanda, as máquinas

trabalham inteiramente sobre cargas parciais, garantindo mais eficiência na operação. Como podemos comprovar na simulação, o primeiro equipamento atinge sua capacidade máxima, quando a temperatura externa é de 17°C, acionando assim a segunda URL. Porém, como os dois equipamentos possuem a tecnologia do variador de frequência embarcado, podem modular sua capacidade de operação de forma que as duas máquinas trabalhem sobre o regime de cargas parciais, aumentando assim sua eficiência. Assim como na simulação 2, a capacidade entregue pelos equipamentos é maior do que a demanda máxima, já que em carga plena podem ser produzidos 5,275.5 kW (1500TR), contra os 5054 kW (1437TR) demandados.

Porém, com o aumento da capacidade dos *chillers* todo o circuito hidráulico e de condensação devem ser revisados, já que para um aumento unitário de 400 TR em cada equipamento, as vazões tanto de água gelada como de condensada sofrem aumento. Devido à complexidade envolvida em toda a *retrofit* de uma CAG desse porte, e seguindo a simplificação adotada para o sistema de bombeamento, discutida no item 6.5.2, definiu-se para essa simulação apenas a troca dos *chillers* e torres.

Para as torres de condensação através da seleção junto ao fabricante “ALFATERM”, pode-se conhecer as dimensões e dados de projeto de cada torre, disponibilizado no anexo G. Assim, os dados da simulação puderam ser revisados garantindo os seguintes resultados:

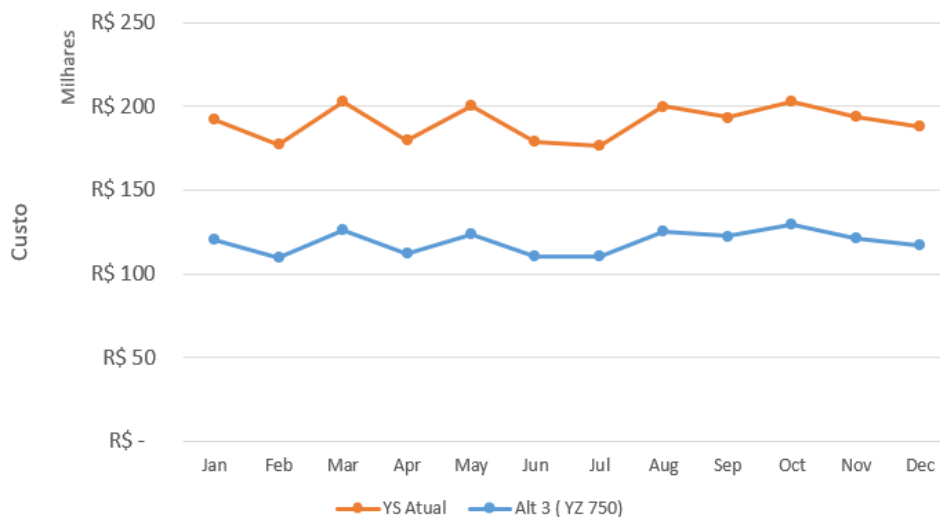


Figura 6.14 - Custo energético operacional das alternativas propostas.

Traduzindo os valores encontrados para a tabela abaixo, temos:

Tabela 6.6: resultados da simulação termo energética 3.

Chiller	Capacidade Total	Custos de Operação Médio CAG	
		Mensal	Anual
4 (YS)+ 6 (IAS)	1490 TR	R\$ 190,573.00	R\$ 2,286,447.00
2 x YZ	1500 TR	R\$ 119,085.00	R\$ 1,429,014.00
Redução Custo		38%	R\$ 857,433.00

Pela análise da tabela acima, conclui-se que, com a substituição dos *chillers* e conjunto de torres de condensação atuais, a redução no consumo de energia é estimada em 38%. Essa redução de consumo é garantida não só pelo aumento da eficiência embarcada nos novos *chillers* e torres, mas também, na redução da perda de carga nos equipamentos com tecnologia superior. Já que com uma menor perda de carga, ocorre também, a redução do trabalho do sistema de bombeamento, e a consequente redução no consumo elétrico operativo. Por exemplo, para última alternativa com uma tecnologia consideravelmente superior, temos perdas de carga até 80% inferiores aos *chillers* atuais, sendo que os equipamentos foram selecionados sobre as mesmas condições de operação, como pode ser verificado nas fichas de seleção em anexo. Comprovando o esperado na primeira simulação, propondo um *retrofit* em toda a CAG.

6.6 Análise Financeira das Alternativas.

De posse dos dados técnicos apresentados no capítulo anterior, inicia-se agora uma análise econômica dos investimentos de cada alternativa proposta, de forma a conhecer qual das apresentadas garante o melhor custo benefício para a edificação. Nesse tipo de análise entende-se que, não há o ganho de crédito, como na maioria dos investimentos. O benefício do investimento é compensado pelo abatimento do valor gasto com energia elétrica, ou seja, o fluxo positivo financeiro é derivado da redução de gastos elétricos operacionais. Além disso, a redução dos gastos com manutenção ao longo dos anos foi avaliada como parte da redução do gasto operacional.

Como citado no capítulo 5.2 a reativação do sistema de termoacumulação de calor latente, geraria custos aproximados em R\$ 5.000.000 de reais, mas a tecnologia não apresentou a confiabilidade exigida para um investimento dessa magnitude. Desta forma, as propostas e alternativas levantadas foram baseadas nessa faixa de custo, para se analisar, com simulações reais de funcionamento, se para a edificação em estudo, o *retrofit* da CAG seria um investimento mais prudente do que a reativação da tecnologia termo acumulativa.

6.6.1 Investimento alternativa 1.

Para a primeira alternativa levantada, temos um investimento inicial aproximado em R\$ 3,150,000.00 reais, apenas com a aquisição dos *chillers*. Como foi citado no item 6.5.1, esse investimento acarretaria uma redução de consumo mensal avaliada em 24%, e anualmente uma redução de gastos em R\$ 491.220,00 reais. Resultando na seguinte análise financeira:

Tabela: 6.7 resultados análise 1.

Análise Financeira Alternativa 1	
Investimento Inicial	R\$3,150,000.00
Redução Anual	R\$491,220.00
Payback	6 anos e 5 Meses
VPL	R\$1,579,546.00
TIR	17%

A análise financeira corrobora os dados apresentados na simulação, já que as reduções de consumo foram consideráveis, justificando o investimento. Para uma análise de *Payback* simples do dito investimento, considerando apenas redução de gastos com energia, o valor investido tem seu retorno em aproximadamente 6 anos e 5 meses. Para uma análise mais aprofundada, na qual consideramos a depreciação financeira, com uma TMA avaliada em 10% ao ano, temos um valor presente líquido próximo de R\$ 1,580,000 reais, e uma TIR igual a 17%, validando assim o investimento. Mas, como foi discutido no capítulo 6.2, um *chiller* centrífugo tem uma expectativa de vida útil em serviço avaliada entre 20 e 25 anos. Analisando essa potencial redução de consumo durante toda a vida do equipamento temos:

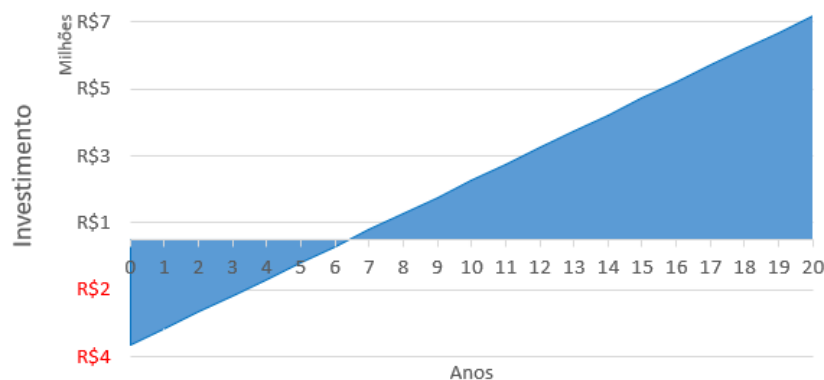


Figura 6.15 - Análise financeira alternativa 1

A parte em vermelho seria o fluxo de caixa negativo, igual ao investimento inicial para aquisição do novo sistema. De acordo com o abatimento mensal chegamos ao tempo de *Payback*, onde a reta corta o eixo das abcissas. Analisando ao longo dos 20 anos de operação do sistema, temos uma economia de energia aproximada em R\$ 7.000.000 de reais, já descontando o investimento inicial, para um valor de kWh constante.

Por meio desta simulação simplificada, comprova-se, mais uma vez, que o atual sistema além de não ser capaz de atender a carga térmica máxima da edificação, tem um alto custo operacional. Potencializando assim, as alternativas consecutivas que serão apresentadas abaixo.

6.6.2 Investimento alternativa 2.

Para a segunda alternativa levantada, temos um investimento inicial aproximado em R\$ 4,200,000.00 reais, considerando a aquisição dos *chillers* e das torres de resfriamento. Como foi citado no item 6.5.2, esse investimento acarretaria uma redução de consumo mensal avaliada em 32%, e anualmente uma redução de gastos em R\$ 727,291.00 reais. Resultando na seguinte análise financeira:

Tabela: 6.8 resultados análise 2.

Análise Financeira Alternativa 2	
Investimento Inicial	R\$4,200,000.00
Redução Anual	R\$727,291.00
Payback	5 anos e 10 meses
VPL	R\$2,904,375.01
TIR	19%

A análise financeira corrobora os dados apresentados na simulação, já que as reduções de consumo foram consideráveis, justificando o investimento. Para uma análise de *Payback* simples do dito investimento, considerando apenas redução de gastos com energia, o valor investido tem seu retorno em aproximadamente 5 anos e 10 meses. Para uma análise mais aprofundada, na qual consideramos a depreciação financeira, com uma TMA avaliada em 10% ao ano, temos um valor presente líquido próximo de R\$ 2,904,375 reais, e uma TIR igual a 19%, validando assim o investimento. Mas, como foi discutido no capítulo 6.2, um *chiller* centrífugo tem uma expectativa de vida útil em serviço avaliada entre 20 e 25 anos. Analisando essa potencial redução de consumo durante toda a vida do equipamento temos:

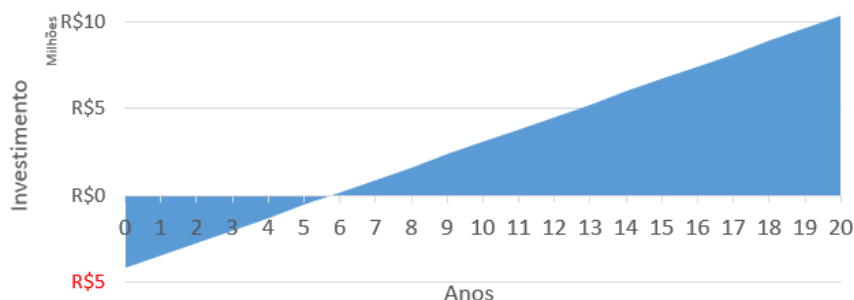


Figura 6.16 - Análise financeira alternativa 2

A parte em vermelho seria o fluxo de caixa negativo, igual ao investimento inicial para aquisição do novo sistema, e de acordo com o abatimento mensal chegamos ao tempo de *payback* de 5 anos e 10 meses, como foi apresentado anteriormente. Analisando ao longo dos 20 anos de operação do sistema, temos uma economia de energia aproximada em R\$ 10.000.000 de reais, já descontando o investimento inicial. Ou seja, o investimento para essa alternativa se mostra maior, quando comparado ao da primeira, mas com a economia de energia e os maiores níveis de eficiência, o investimento mostrou sua devida validade.

6.6.3 Investimento alternativa 3.

Para a terceira alternativa levantada, temos um investimento inicial aproximado em R\$ 4,613,400.00 reais, considerando a aquisição dos *chillers* e das torres de resfriamento. Como foi citado no item 6.5.3, esse investimento acarretaria uma redução de consumo mensal avaliada em 38%, e anualmente uma redução de gastos em R\$ 857,433.00 reais. Resultando na seguinte análise financeira:

Tabela: 6.9 resultados análise 3.

Análise Financeira Alternativa 3	
Investimento Inicial	R\$4,613,400.00
Redução Anual	R\$857,433.00
Payback	5 Anos e 5 meses
VPL	R\$4,085,633.00
TIR	21%

A análise financeira corrobora os dados apresentados na simulação, já que as reduções de consumo foram consideráveis, justificando o investimento. Para uma análise de *payback* simples do dito investimento, considerando apenas redução de gastos com energia, o valor investido tem seu retorno em aproximadamente 5 anos e 5 meses. Para uma análise mais

aprofundada, na qual consideramos a depreciação financeira, com uma TMA avaliada em 10% ao ano, temos um valor presente líquido próximo de R\$ 4,085,633 reais, e uma TIR igual a 21%, validando assim o investimento. Mas, como foi discutido no capítulo 6.2, um *chiller* centrífugo tem uma expectativa de vida útil em serviço avaliada entre 20 e 25 anos. Analisando essa potencial redução de consumo durante toda a vida do equipamento temos:

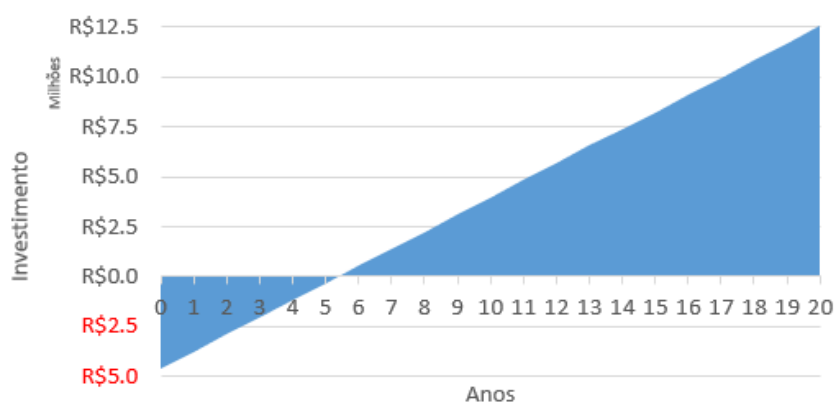


Figura 6.17 - Análise financeira alternativa 3.

Desta forma, a parte em vermelho seria o fluxo de caixa negativo, igual ao investimento inicial para aquisição do novo sistema, e de acordo com o abatimento mensal chegamos ao tempo de *payback* de 5 anos e 5 meses, como foi apresentado anteriormente. Analisando ao longo dos 20 anos de operação do sistema, temos uma economia de energia aproximada em R\$ 12.500.000 de reais, já descontando o investimento inicial. Ou seja, o investimento para essa alternativa se mostra maior dentre todos, mas com a economia de energia, os maiores níveis de eficiência, e baixo custo de manutenção e operação, o investimento mostrou sua devida validade.

As análises financeiras mostraram que os investimentos são economicamente viáveis, pois os valores de *payback* foram atingidos antes da metade da vida útil prevista para os equipamentos. E além disso, o VPL se mostrou um valor positivo em todos os investimentos e a TIR permaneceu maior do que a TMA nos casos analisados. Salienta-se na alternativa 3, onde a TIR teve um valor superior ao dobro da TMA aplicada, mostrando que mesmo considerando a depreciação temporal do dinheiro, o investimento tem um retorno aproximadamente do dobro de lucro. Validando a rentabilidade do investimento e o potencial ganho para a PGR. Além disso, com toda a questão de sustentabilidade embarcada, em conjunto com o *retrofit* já que os *chillers* propostos na alternativa 3, possuem como refrigerante um gás com ODP nulo e GWP igual a 1.

7. CONCLUSÕES.

A partir do presente estudo e dos dados analisados, conclui-se que a reativação da termoacumulação deixou de ser uma alternativa viável pelo alto custo empregado na aquisição das *ice-balls*, produto de alto valor agregado e baixa confiabilidade. Além disso, o rompimento das esferas causou a diluição da solução inibidora, gerando uma corrosão em estágio avançado nos tanques, o que provavelmente ocasionará na substituição dos mesmos, amplificando os custos de reativação da termoacumulação.

Com a alteração do *schedule* da edificação e consequentemente da CAG, o consumo elétrico durante o período de ponta foi consideravelmente reduzido. A partir de uma simulação simplificada para estimativa do perfil térmico, concluiu-se que a PGR se trata de uma edificação de baixa inércia térmica. Assim, a maior parcela responsável pela alta demanda térmica da edificação era oriunda da incidência solar e das variações horárias da temperatura externa. Mas, durante o período de ponta, de baixa incidência solar, a carga térmica da edificação é reduzida, assim os *chillers* podem funcionar em cargas parciais, reduzindo o seu consumo elétrico.

A partir de uma análise técnica, conclui-se que os equipamentos atuais, além de não atenderem a carga térmica de pico da edificação, demandam um alto custo operacional para a PGR, com um custo operacional mensal superior a R\$ 160 mil reais. Desta forma, foram propostas e simuladas 3 alternativas de *retrofit* para a CAG, de forma a demonstrar os reais ganhos de eficiência de cada sistema.

Como resultado da simulação, comprovou-se que, com a adoção das alternativas 2 ou 3 o *payback* do investimento seria inferior a 6 anos de operação, e o restante da vida útil dos equipamentos ficaria como benefício para a PGR. Por fim, comprova-se o esperado, que os investimentos inferiores aos da reativação da termoacumulação de calor latente, nas alternativas propostas, garantem a confiabilidade e segurança necessários à sua magnitude. Viabilizando os investimentos no *retrofit* da CAG em detrimento da reativação da tecnologia termo acumulativa.

Conforme o andamento deste trabalho, notou-se a necessidade da inclusão de dados que ficarão como sugestão para futuros trabalhos. Uma das análises importantes a serem feitas é a análise da atual condição dos *fan-coils* da edificação, pois sabemos que o aumento da incrustação nas serpentinas, pode ocasionar uma má transferência de calor, garantida pela redução da área de troca. Aumentando assim, erroneamente, a demanda de água gelada para os

climatizadores e um falso aumento de carga térmica. Além disso, deve ser analisada mais precisamente a retirada do trocador de calor de placas, fonte de ineficiência térmica, e para isso deve ser redefinido o circuitos e potência das bombas. Por fim, com a comprovação da inviabilidade do sistema de termoacumulação, avaliar o custo e a logística para retirada dos tanques e do produto interno.

Referências bibliográficas

ABNT NBR 16401, 2008. **Instalações de ar-condicionado – Sistemas centrais e unitários.**

Abramson, B., D. Herman, and L. Wong. 2005. Interactive Web-based owning and operating cost database (TRP-1237). ASHRAE Research Project, Final report.

AHRI Standart 550/590, 2015. **Performance rating of water- chilling packages using the vapor compression cycle.**

ASHRAE, 2004. Fundamentals Handbook, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., SI Edition, Chapter 8 Thermal Comfort.

ASHRAE, 2011. HVAC Applications Handbook, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., SI Edition, Chapter 37 Owning and Operating Costs.

Barbosa. F. F, **Análise computacional de central de água gelada com tanque de termoacumulação.** Projeto de Graduação. Universidade de Brasília, Departamento de Engenharia Mecânica. Brasília, DF, 2013.

Commercial Building Primary Energy Consumption Breakdown (from BTS, 2001; ADL, 1999; ADL, 2001)

CABELLI, A., **Storage tanks- A numerical experiment**, Solar Energy, vol. 19, pp. 45-54. 1977.

Chumioque, J. J., **Simulação de um sistema de refrigeração com termoacumulação operando em regime transiente.** Tese (Mestrado). Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica. Rio de Janeiro, RJ, 2004.

CLETO, L., RODRIGUES, M. **Ar Condicionado guia prático sobre sistemas de água gelada.** Apostila do Ministério do Meio Ambiente e do Programa das Nações Unidas para o Desenvolvimento, Brasília, 2016.

Condessa, G., Neto, J. **Projeto básico de um sistema central de ar condicionado com termoacumulação para o Campus II do CEFET-MG.** MERCOFRIO 2014 – 9º Congresso Internacional de Ar condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação.

Dados Climáticos recorrentes para a simulação computacional de carga térmica: Disponível em : <https://www.energyplus.net/weather> acessado em: 30/05/2018.

Dombrosky, R, F. **Eficientização de um sistema de climatização aeroportuário a partir do uso da termoacumulação.** Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade do Vale do Rio dos Sinos -UNISINOS. Dissertação de Mestrado em Eng. Mecânica. São Leopoldo, RGS, 2012.

Fedalto, L. A Dimensionamento **de um termoacumulador de água gelada para um sistema de refrigeração visando a diminuição dos gastos com energia elétrica.** Departamento de Engenharia Mecânica da UFRGS. Projeto de Graduação. Porto Alegre, RS. 2010.

Hagel, P, A. **Análise computacional da demanda energética de climatização de edifício.** Departamento de Engenharia Mecânica da UnB. Projeto de Graduação. Brasília, DF, 2005.

HARIHARAN, K., BADRINARAYANA, K., MURTHY, S.S. e MURTHY, M.V.K., **Temperature stratification in hot water storage tanks**, Energy, vol.16, pp. 977-982, 1991.

Hiller, C.C.2000. Determining equipment service life. ASHRAE Journal 42(8):48-54.

HOMAN, K.O., SOHN, C.W, SOO, S.L., **Thermal Performance of Stratified Chilled Water Storage Tanks**, HVAC&R Research, vol. 2, no 2, pp. 158-170, 1996.

ISMAIL, K.A.R, GONÇALVES, M.M. **Two dimensional model for liquid stratified storage tanks**, World Congress III of Chemical Engineering, Tokyo, pp 681-683 Japan, vol. 1, 1996.

ISMAIL K.A.R., ALVES, C.L. **A convective model for stratified storage tanks**, 7th. Miami Int.Conf. on Alternative Energy Sources, U.S.A, Pp. 275-282, 1996, 1985.

JOHNSON CONTROLS. Case study: Edifício Sede dos Correios de Salvador. 2009.

JOHNSON CONTROLS, Catálogo de chiller da York, disponível em http://www.johnsoncontrols.com/pt_br/buildings/hvac-equipment/chillers. Acessado em: 5 de fevereiro. 2018.

LAVAN, Z. e THOMPSON, J., **Experimental study of thermal stratified hot water storage tanks**, Solary Energy, vol. 19, pp. 519-524, 1977.

Lins, J, Caiafa. V. **Desenvolvimento de uma metodologia para aplicação de Retrofit em sistemas de água gelada.** Departamento de Engenharia Mecânica da UnB. Projeto de Graduação. Brasília, DF, 2016.

LEE, A. **Otimização dos sistemas de climatização e refrigeração industrial em supermercados.** Artigo.

LEI Nº 10.295, DE 17 DE OUTUBRO DE 2001. Disponível em: http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/leis/LEIS_2001/L10295.htm> Acessado em: 18 de março de 2018.

MPF. Sede da procuradoria Geral da República. Disponível em < <http://www.mpf.mp.br/pgr/edificio-sede/sobre-o-predio>> Acessado em 11 de março de 2018.

NOGUEIRA, L.A.H., **Uma análise e experimental estratificação térmica em tanques de armazenamento por calor sensível**, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, dissertação de mestrado. 1981.

Pavan, L.B.B. **“TERMOACUMULAÇÃO: GELO OU ÁGUA?”** Porto Alegre 2004.

PIMENTA, João. **Refrigeração: O Ciclo de Refrigeração por Compressão a Vapor.** Março a julho de 2018. 132 slides. Notas de Aula. Apresentação MS PowerPoint.

PIMENTA, João. **Refrigeração: Refrigerantes.** Agosto a Dezembro de 2008. 223 slides. Notas de Aula. Apresentação MS PowerPoint.

Pimenta, J.M.D, **Reentrada em operação da termoacumulação da central de água gelada do sistema de ar condicionado do edifício sede da Procuradoria Geral da República**, Universidade de Brasília, 2004.

Programa Brasileiro de Eliminação de HCFCs-PBH. Disponível em < <http://www.mma.gov.br/clima/protecao-da-camada-de-ozonio/acoes-brasileiras-para-protecao-da-camada-de-ozonio/programa-brasileiro-de-eliminacao-dos-hcfc-pbh>> Acesso em: 2 de setembro de 2018.

Revimaq. Tecnologias para *Torres de resfriamento: economia de água e dinheiro*. Disponível em < <http://www.revimaq.com/noticia/tecnologia-para-torres-de-resfriamento-economia-de-agua-energia-e-dinheiro>> Aceso em: 11 de março de 2018.

SBE, 1996, Soares Barros Engenharia Ltda., Edifício Sede da Procuradoria Geral da República, Brasília – DF: Memorial Técnico Descritivo,
Sketchup, **A história do Sketchup**, disponível em <https://www.sketchup.com/pt-BR/programs/sketchup-story>, acessado em: 2/06/2018.

Silveti, B., and M. MacCracken, Thermal Storage and Deregulation, *ASHRAE Journal*, no. 4, 1998, pp. 55–59.

WANG, S. K. **Handbook of Air Conditioning and Refrigerating**, 2^o ed. NY: McGraw-Hill, 2001.

A. Anexos para cálculo de Carga Térmica

Taxa típica de dissipação de calor por pessoa exercendo a devida atividade. Neste caso como não possuímos a densidade correta de homens e mulheres utilizaremos uma média dos valores apresentados pela tabela abaixo. Desta forma o valor considerado para o calor dissipado será de 135 W/pessoa. No qual 80 W correspondem ao calor sensível e 55W ao calor latente.

Tabela C.1 — Taxas típicas de calor liberado por pessoas

Nível de atividade	Local	Calor total (W)		Calor Sensível (W)	Calor latente (W)	% Radiante do calor sensível	
		Homem adulto	Ajustado M/F ^a			Baixa velocidade do ar	Alta velocidade do ar
Sentado no teatro	Teatro matinê	115	95	65	30		
Sentado no teatro, noite	Teatro noite	115	105	70	35	60	27
Sentado, trabalho leve	Escritórios, hotéis, apartamentos	130	115	70	45		
Atividade moderada em trabalhos de escritório	Escritórios, hotéis, apartamentos	140	130	75	55		
Parado em pé, trabalho moderado; caminhando	Loja de varejo ou de departamentos	160	130	75	55	58	38
Caminhando, parado em pé	Farmácia, agência bancária	160	145	75	70		
Trabalho sedentário	Restaurante ^b	145	160	80	80		
Trabalho leve em bancada	Fábrica	235	220	80	140		
Dançando moderadamente	Salão de baile	265	250	90	160	49	35
Caminhando 4,8 km/h; trabalho leve em máquina operatriz	Fábrica	295	295	110	185		
Jogando boliche ^c	Boliche	440	425	170	255		
Trabalho pesado	Fábrica	440	425	170	255	54	19
Trabalho pesado em máquina operatriz; carregando carga	Fábrica	470	470	185	285		
Praticando esportes	Ginásio, academia	585	525	210	315		

NOTA 1 Valores baseados em temperatura de bulbo seco ambiente de 24 °C. Para uma temperatura de bulbo seco ambiente de 27 °C, o calor total permanece o mesmo, porém o calor sensível deve ser reduzido em aproximadamente 20 %, e o calor latente aumentado correspondentemente. Para uma temperatura de bulbo seco ambiente de 21 °C, também o calor total permanece o mesmo, porém o calor sensível deve ser aumentado em aproximadamente 20 %, e o calor latente reduzido correspondentemente.

NOTA 2 Valores arredondados em 5 W.

^a O valor do calor ajustado é baseado numa porcentagem normal de homens, mulheres e crianças para cada uma das aplicações listadas, postulando-se que o calor liberado por uma mulher adulta é aproximadamente 85 % daquele liberado por um homem adulto, e o calor liberado por uma criança é aproximadamente 75 % daquele liberado por um homem adulto.

^b O ganho de calor ajustado inclui 18 W para um prato de comida individual (9 W de calor sensível e 9 W latente).

^c Considerando uma pessoa por cancha realmente jogando boliche, e todas as demais sentadas (117 W), paradas em pé ou caminhando lentamente (231 W).

Fonte:

Adaptado de 2005 ASHRAE *Fundamentals Handbook*, Capítulo 30, "Nonresidential Cooling and Heating Load Calculations", Tabela 1.

Figura 2 - Taxa de dissipação de calor a partir da atividade - ABNT 16401-1.



Soares Barros Engenharia Ltda.

SAA/N - Quadra 03 - N.º 480 - 3.º Andar - Fone: 203-3597 - Fax: 381-1038

CEP 71.220-000 - Brasília - Distrito Federal

CGC/NF 09.489.044/0003-00

—

CF/DF 07.884.666/003-37

Foram levados em consideração os diferenciais de temperatura para os diversos momentos de cálculo.

- Condições Internas:

Temperatura Interna de Bulbo Seco/Umidade Relativa:

- | | |
|---------------------------|--------------|
| - Auditório e Restaurante | 24,0°C / 60% |
| - Demais Ambientes | 24,0°C / 50% |

- Taxas de Iluminação:

- | | |
|--------------------|----------------------|
| - Auditório | 10W/m ² |
| - Demais ambientes | 15W/m ² . |

- Taxas de Renovação de Ar:

- | | |
|--------------------|----------------------------|
| - Auditório | 17m ³ /h/pessoa |
| - Demais ambientes | 25m ³ /h/pessoa |

-Dissipação Térmica por Equipamentos

- | | |
|--|---------------------|
| - Ambientes de ocupação de escritório | 25 W/m ² |
| - Circulações, Auditório e Restaurante | nenhuma |

-Taxa de Ocupação

- | | |
|--------------------|----------------------------|
| - Circulações | 10 m ² /pessoa |
| - Auditório | 300 pessoas |
| - Restaurante | 2 m ² /pessoa |
| - Demais ambientes | 7,5 m ² /pessoa |

Figura 3 - Condições utilizadas no memorial técnico descritivo – SBE, 1996.

B. Propostas da Cryogel.

CRYOGEL
Ice Ball™ Thermal Storage
P.O. Box 910525 San Diego, CA 92191
Telephone: (858) 792 - 9003 Facsimile: (858) 792 - 2743 Email: tes@cryogel.com
Via Email to: pimenta@enm.unb.br December 17, 2004

Prof. Joao PIMENTA
Universidade de Brasilia

Cryogel Ice Balls - Quotation:

We are pleased to provide the following quotation for Cryogel Ice Balls to be installed in Brasilia. This quotation is for replacement of balls on an existing project which were not manufactured by Cryogel.

A. Equipment Included:

1. (1) Lot: Cryogel Ice Balls: 488,000 - Nominal 4 inch diameter Ice Balls constructed of high density polyethylene (HDPE); filled and sealed. Proprietary HDPE polymer.
2. Freight to Job Site: Freight charges to Brazil are not included in this quote. Freight terms are FOB Factory (near the port of Long Beach, California - Zip Code 90745)

B. Pricing for Items Listed Above:

Cryogel Ice Balls Only: \$ 224,900.00 U.S. Dollars

Payment terms/letters of credit to be negotiated with Buyer subject to credit approval.
LOCAL, STATE AND FEDERAL TAXES, INCLUDING ALL SALES TAXES, TARIFF, DUTY, AND/OR OTHER FEES, ARE NOT INCLUDED IN THIS QUOTE AND SHALL BE PAID BY OTHERS.

C. Delivery Schedule:

Delivery by Ocean Freight. Destination port to be defined by Buyer. Estimated transit time is 23 days. Allow 6 weeks for delivery after purchase order.

D. Equipment and Services NOT Included:

1. Thermal Storage Tank, Internals and Insulation.
2. Off-loading or Installation of Ice Balls.
3. Glycol heat transfer fluid.
4. Piping, valves, controls or other related system components and hardware, including related storage tank isolation valves, flexible piping connections, etc.
5. Inventory Level Probes, Float Switches and/or emergency shut-off controls.
6. Chillers, heat exchangers or other system components not quoted above.



Laboratório de Ar Condicionado e Refrigeração
www.unb.br/ft/enm/laar

Figura 4 - Proposta para aquisição de Ice Balls - Pimenta et al, 2004.

C. Dados de Desempenho dos Chillers atuais.

C.1 Dados para produção direta.



YS MILLENNIUM CHILLER PERFORMANCE SPECIFICATION

Unit Tag	Qty	Model No.	Net Capacity (kW)	Power	Refrigerant
YS-00-W	1	YSDACAS3-CMES	1231	380/3/60.0	R-22

Unit Data	Evaporator	Condenser
EWT (°C):	11.93	29.50
LWT (°C):	6.00	34.82
Flow Rate (l/s):	53.94	66.24
Pressure Drop (kPa H2O):	75.2	87.2
Fluid Type (%):	ETHYLENE GLYCOL - 28.0	WATER
Circuit No. of Passes:	2	2
Fouling Factor (m² K / kW):	0.01761	0.04403
Tube No. / Description:	271 - 0.025" Enhanced Copper	260 - 0.025" CSL Enhanced Copper
Design Working Pressure (bar):	10.3	10.3
Entering Water Nozzle @ Location:	E	T
Leaving Water Nozzle @ Location:	B	U
Water Box Weight, ea (kg):	159	88
Cover Plate Weight, ea (kg):	N/A	N/A
Return Head Weight (kg):	156	82
Water Weight (kg):	254	207
Water Volume(liters):	254	207

Performance Data		Electrical Data		Other	
KW:	251.0	FLA:	442	Operating Wt. (kg):	6804
COP.R:	4.905	LRA:	2955	Per Isolator (kg):	1701
NPLV (as COP):	6.537	Inrush Amps:	0	Refrigerant Wt. (kg):	381
Shaft HP:	320	Min Circuit Ampacity (Amps):	0	Oil Charge (l):	37.9
		Max Fuse/Breaker:	0	Motor Wt. (kg):	875
				Compressor Wt. (kg):	993
				Starter Wt. (kg):	N/A
				Ship Wt (kg):	5962
		Type Starter: None			

Notes:

Project Name: PGR
Printed: 9/7/2018 at 8:00
Unit Folder: YS-350TR-EG

Unit Ver.: 18.04 (Perf. Data Source: User)
YORKworks 18.04

York Contract No.:
YS-00-W Performance
Page 1 of 2

C.2 Dados para produção de gelo.



YS MILLENNIUM CHILLER PERFORMANCE SPECIFICATION

Unit Tag	Qty	Model No.	Capacity (tons)	Power	Refrigerant
UR01/02/03	3	YSDACAS3-CME	237	380/3/60	R-22

Unit Data	Evaporator	Condenser
EWT (°F):	29.15	82.40
LWT (°F):	21.90	89.26
Flow Rate (gpm):	855	1050
Pressure Drop (ft):	21.9	29.6
Fluid Type (%):	ETHYLENE GLYCOL - 28.0	WATER
Circuit No. of Passes:	2	2
Fouling Factor (ft² °F hr / Btu):	0.00010	0.00025
Tube No. / Description:	182 - 0.028" Enhanced Copper	221 - 0.028" Enhanced Copper
Design Working Pressure (psig):	150	150
Entering Water Nozzle @ Location:	E	T
Leaving Water Nozzle @ Location:	B	U
Water Box Weight, ea (lbs):	411*	254*
Cover Plate Weight, ea (lbs):	N/A	N/A
Return Head Weight (lbs):	345	180
Water Weight (lbs):	541	447

Performance Data	Electrical Data	Other
KW: 232	FLA: 409	Operating Wt. (lbs): 15629
KW/Ton: 0.979	LRA: 2955	Per Isolator (lbs): 3907
NPLV (1) 0.906	Inrush Amps: 1330	Refrigerant Wt. (lbs): 840
Shaft HP: 296	Min Circuit Ampacity (Amps): 515	Oil Charge (gal): 10
	Max Fuse/Breaker: 800	Motor Wt. (lbs): 1930
		Compressor Wt. (lbs): 2190
		Starter Wt. (lbs): 200
		Shipping Wt. (lbs): 15041
	Type Starter: Solid State Starter	

Notes: (1) Chiller NPLV value calculated to ARI Standard 550/590-98 equation.
* with applicable water flanges

Project Name: EBS	Sold To:
Location:	Customer Purchase Order No.:
Engineer:	York Contract No.:
Contractor:	Date:
	Revision Date:

Printed: 7/23/2004 at 16:4

UR01/02/03 Performance

Unit Folder: YS

Page 41 of 51

C.3 Produção direta com R134a.



YS MILLENNIUM CHILLER PERFORMANCE SPECIFICATION

Unit Tag	Qty	Model No.	Net Capacity (kW)	Power	Refrigerant
YS-01-EG	1	YSDACAS3-CMES	868.0	380/3/60.0	R-134A

Unit Data	Evaporator	Condenser
EWT (°C):	11.93	29.50
LWT (°C):	6.00	34.82
Flow Rate (l/s):	38.01	46.43
Pressure Drop (kPa H ₂ O):	36.5	43.0
Fluid Type (%):	ETHYLENE GLYCOL - 28.0	WATER
Circuit No. of Passes:	2	2
Fouling Factor (m ² K / kW):	0.01800	0.04400
Tube No. / Description:	271 - 0.025" Enhanced Copper	260 - 0.025" CSL Enhanced Copper
Design Working Pressure (bar):	10.3	10.3
Entering Water Nozzle @ Location:	E	T
Leaving Water Nozzle @ Location:	B	U
Water Box Weight, ea (kg):	159	88
Cover Plate Weight, ea (kg):	N/A	N/A
Return Head Weight (kg):	156	82
Water Weight (kg):	254	207
Water Volume(liters):	254	207

Performance Data		Electrical Data		Other	
KW:	167.8	FLA:	296	Operating Wt. (kg):	6804
COP _R :	5.173	LRA:	2955	Per Isolator (kg):	1701
NPLV _{SI} (as COP):	6.114	Inrush Amps:	1330	Refrigerant Wt. (kg):	343
Shaft HP:	215	Min Circuit Ampacity (Amps):	383	Oil Charge (l):	37.9
		Max Fuse/Breaker:	700	Motor Wt. (kg):	875
				Compressor Wt. (kg):	993
				Starter Wt. (kg):	N/A
				Ship Wt (kg):	5962
		Type Starter: Solid State Starter			

Notes:

--

Project Name: PGR
Printed: 9/7/2018 at 8:09
Unit Folder: YS-247-EG

Unit Ver.: 18.04 (LTC Version: v1_180.idd)
YORKworks 18.04

York Contract No.:
YS-01-EG Performance
Page 1 of 2

D. Cálculos de Consumo Elétrico dos Chillers.

➤ **Análise para o funcionamento em produção direta.**

A partir das folhas de dados disponibilizadas nos anexos acima, conclui-se que o consumo elétrico unitário dos chillers em produção direta é de 251 kW.

Cálculos realizados.

$$\text{COP do chiller} = 0.717 \frac{\text{kW}}{\text{TR}} = 4.9 \frac{\text{kW}}{\text{kW}}. \quad 3$$

Pela definição de COP, sabemos que:

$$\text{COP} = \frac{\text{Capacidade Resfriamento Total}}{\text{Consumo elétrico necessário}}. \quad 4$$

Para um chiller que produz 350 TR ou 1230.95 kW de refrigeração, temos:

Consumo elétrico unitário = Capacidade de Resfriamento / COP.

Desta forma, resolvendo as equações 3 e 4, temos o consumo elétrico informado pelo fabricante de 251 kW.

➤ **Análise para o funcionamento em produção e carga dos tanques de termoacumulação.**

Avaliando os dados do chiller em produção direta com uma eficiência de 0.98 kW/TR, a partir da equação 3, calcula-se um COP igual a:

$$\text{COP do chiller} = 0.98 \frac{\text{kW}}{\text{TR}} = 3.6 \frac{\text{kW}}{\text{kW}}.$$

Os dados fornecidos pelo fabricante informam que o consumo elétrico da máquina nesse processo é de 232 kW. Mas sabemos que durante a produção de gelo as máquinas reduzem sua capacidade em 32% (produzem 237 TR). Desta forma, para uma comparação mais real a análise se dará para a mesma quantidade de produção de “frio”, já que esse é o principal objetivo da máquina. Desta forma, resolvendo as equações 3 e 4, temos o consumo elétrico real de 342 kW, para a produção dos mesmos 350 TR ou 1230.95 kW.

E. Cálculo de Carga Térmica utilizando a ABNT 16401-2008.

Tabela B. 12 - Cálculo de carga térmica

Edifício	A	B	C	D	E	F
Área de piso [m²]	10743,00	10743,00	1808,00	800,00	713,00	480,00
Área de piso [m²]/andar	1790,83	1790,83	904,00	400,00	357,50	240,00
Altura sem laje	16,80	16,80	5,60	5,60	5,60	5,60
Área do teto [m²]	2863,00	2863,00	572,00	415,00	706,00	480,00
Andares	6,00	6,00	2,00	2,00	2,00	2,00
Pé direito [m]	2,80	2,80	2,80	2,80	2,80	2,80
Volume sem laje	30086,00	30086,00	5062,40	2240,00	2002,00	1344,00
Área de janela	11383,13	11383,13	0,00	0,00	772,83	0,00
Área de vidro	11383,13	11383,13	0,00	0,00	772,83	0,00
Área de vidro p/ cada direção	2846,28	2846,28	0,00	0,00	193,21	0,00
Área de parede	0,00	0,00	704,00	600,00	0,00	1200,00
Área Parede. p/ cada direção	0,00	0,00	176,00	150,00	0,00	300,00
Np (pessoas)	1632,00	1632,00	300,00	400,00	713,00	480,00
V _{infil} [m³/s]	6378,23	6378,23	1073,23	474,88	424,42	284,93
V _{renov} [m³/s/pessoa]	0,007	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
V [m³/s]	6389,57	6389,57	1073,31	477,66	429,39	288,26
Q vidro (norte) [W]	84278,42	84278,42	0,00	0,00	5720,87	0,00
Q vidro (sul) [W]	60967,37	60967,37	0,00	0,00	4138,50	0,00
Q vidro (leste) [W]	249248,96	249248,96	0,00	0,00	16919,18	0,00
Q vidro (oeste) [W]	268973,70	268973,70	0,00	0,00	18258,11	0,00
Q Jan. [W]	363234,97	363234,97	0,00	0,00	24792,39	0,00
Q parede (norte) [W]	0,00	0,00	3187,18	2716,35	0,00	5432,70
Q parede (sul) [W]	0,00	0,00	4658,19	3970,05	0,00	7940,10
Q parede (leste) [W]	0,00	0,00	4167,86	3552,15	0,00	7104,30
Q parede (oeste) [W]	0,00	0,00	7843,38	6686,40	0,00	13372,80
Q piso [W]	163968,70	163968,70	27390,08	12208,00	10910,90	7324,80
Q teto [W]	18049,50	18049,50	3603,60	2614,50	4447,80	3024,00
Q Ocupa. [W]	148267,20	148267,20	27235,00	36340,00	64957,75	43608,00
Q equipamento [W]	52800,93	52800,93	0,00	0,00	3513,51	2358,72
Q Ilumin. [W]	161175,00	161175,00	18080,00	10400,00	10725,00	7200,00
Q sensível [W]	55014,16	55014,16	9238,44	4112,63	3697,04	2481,93
Q Lat. [W]	57697,77	57697,77	9710,07	4313,25	3877,39	2603,00
Carga térmica	1683676,68	1683676,68	115333,79	86913,33	171958,44	102450,35
TOTAL [W]	3848031,29					
[TR]	1077,45					

Fonte: Lins. J, Caiafa. V. **Desenvolvimento de uma metodologia para aplicação de Retrofit em sistemas de água gelada.** Departamento de Engenharia Mecânica da UnB. Projeto de Graduação. Brasília, DF, 2016.

F. Fichas de Seleção Chillers Propostos.

F.1. Três YK 350 TR.



Project: TCC - PGR
Unit Tag: Retrofit CAG
Engineer: Vinicius Cruz
Customer: PGR - Brasília

Rating Program: LTC v1_180.idd
Software Version: YW 18.04a
Date: 10/05/18 21:48:57

SALES REPORT

Unit Specifications			
Model	YK4D42Q6-ELH	Gear Code	WU
Rated Net Capacity (kW)	1231	Specified Net Capacity (kW)	1231
NPLV.SI (COP.R)	8.182	Refrigerant Type/Charge (kg)	R134A/383
Full Load (COP.R)	5.613	A-Weighted SPL (dBA)	79.5
Input Power (kW)	219.3	Max Motor Load (kW)	237.0
Voltage / Hz (Input)	380 / 60.0	Oil Cooler	Refrig chr
		Condenser Gas Inlet Type	Baffle
Job FLA (Amps)	366	OptiSound Control	Y
		Isolation Valve	Y
LRA (Amps)	2578	Variable Orifice	VALVE:2
Min Circuit Ampacity	458	Starter Type	VSD w/o Filter
Max Circuit Breaker Amps	800	Starter Model	LVD0385G**K***06LZ-40A

	Evaporator	Condenser
Fluid	Water*	Water*
Tube MTI No.	481*	266* / 260
Passes	2*	2*
Fouling Factor ((m ² ·°C)/kW)	0.01800*	0.04400*
Entering Fluid Temp (°C)	11.50*	29.50*
Leaving Fluid Temp (°C)	6.00*	35.00*
Fluid Flow (L/s)	53.34	62.72
Fluid Pressure Drop (kPa H ₂ O)	62.1	35.7

(*) Designates User Specified Input

Certified in accordance with the AHRI Water-Cooled Water Chilling and Heat Pump Water-Heating Packages Using Vapor Compression Cycle Certification Program, which is based on AHRI Standard 550/590 (I-P) and AHRI Standard 551/591 (SI). Certified units may be found in the AHRI Directory at www.ahridirectory.org.
Compliant with ASHRAE 90.1 - 2004.

Compliant with the requirements of the LEED Energy and Atmosphere Enhanced Refrigerant Management Credit (EA04).

Materials and construction per mechanical specifications - Form 160.76-EG1.
Auxiliary components included in total kW - oil pump & heater, chiller controls.



Project: TCC - PGR
Unit Tag: Retrofit CAG
Engineer: Vinicius Cruz
Customer: PGR - Brasília

Rating Program: LTC v1_181.idd
Software Version: YW 18.05
Date: 10/14/18 21:20:11

Partload Data (Custom # drop / 10% load)								
% Load	Net Capacity (kW)	% Power	Input Power (kW)	EEFT (°C)	ELFT (°C)	CEFT (°C)	CLFT (°C)	COP.R
100	1231	100	219.3	11.50	6.00	29.50	35.00	5.613
90	1108	86	189.0	10.95	6.00	28.50	33.42	5.863
80	984.8	75	163.8	10.40	6.00	27.50	31.86	6.011
70	861.7	62	136.4	9.85	6.00	26.50	30.29	6.315
60	738.6	51	111.3	9.30	6.00	25.50	28.72	6.637
50	615.5	41	90.89	8.75	6.00	24.50	27.18	6.772
40	492.4	33	72.67	8.20	6.00	23.50	25.64	6.776
30	369.3	26	56.36	7.65	6.00	22.50	24.10	6.553
20	246.2	19	41.73	7.10	6.00	21.50	22.58	5.899
15	187.0	16	35.06	6.83	6.00	21.02	21.84	5.332

F.2. Duas Centrífugas de 500 TR.



Project: TCC - PGR
Unit Tag: Retrofit CAG
Engineer: Vinicius Cruz
Customer: PGR - Brasilia
SALES REPORT

Rating Program: LTC v1_181.idd
Software Version: YW 18.05
Date: 10/11/18 20:25:18

Unit Specifications			
Model	YKE4EQQ6-ERG	Gear Code	WX
Rated Net Capacity (kW)	1758	Specified Net Capacity (kW)	1758
NPLV.SI (COP.R)	9.005	Refrigerant Type/Charge (kg)	134A/531
Full Load (COP.R)	5.651	A-Weighted SPL (dBA)	81
Input Power (kW)	311.1	Max Motor Load (kW)	326.0
Voltage / Hz (Input)	380 / 60.0	Oil Cooler	Refrig cln
		Condenser Gas Inlet Type	Baffle
Job FLA (Amps)	503	OptiSound Control	Y
		Isolation Valve	Y
LRA (Amps)	3810	Variable Orifice	VALVE:2
Min Circuit Ampacity	629	Starter Type	VSD w/o Filter
Max Circuit Breaker Amps	1200	Starter Model	TM808KB12-40D

	Evaporator	Condenser
Fluid	Water*	Water*
Tube MTI No.	656*	260* / 260
Passes	2*	2*
Fouling Factor ((m ² ·°C)/kW)	0.01800*	0.04400*
Entering Fluid Temp (°C)	11.50*	29.50*
Leaving Fluid Temp (°C)	6.00*	35.00*
Fluid Flow (L/s)	76.18	89.46
Fluid Pressure Drop (kPa H2O)	38.9	53.7

(*) Designates User Specified Input

Certified in accordance with the AHRI Water-Cooled Water Chilling and Heat Pump Water-Heating Packages Using Vapor Compression Cycle Certification Program, which is based on AHRI Standard 550/590 (I-P) and AHRI Standard 551/591 (SI). Certified units may be found in the AHRI Directory at www.ahridirectory.org.

Compliant with ASHRAE 90.1 - 2004.

Compliant with ASHRAE 90.1 - 2007.

Compliant with ASHRAE 90.1 - 2010.

Compliant with ASHRAE 90.1 - 2013.

Compliant with the requirements of the LEED Energy and Atmosphere Enhanced Refrigerant Management Credit (EAc4).

Materials and construction per mechanical specifications - Form 160.75-EG.1.

Auxiliary components included in total kW - oil pump & heater, chiller controls.



Project: TCC - PGR
Unit Tag: Retrofit CAG
Engineer: Vinicius Cruz
Customer: PGR - Brasilia

Rating Program: LTC v1_181.idd
Software Version: YW 18.05
Date: 10/11/18 20:25:18

Partload Data (Custom # drop / 10% load)								
% Load	Net Capacity (kW)	% Power	Input Power (kW)	EEFT (°C)	ELFT (°C)	CEFT (°C)	CLFT (°C)	COP.R
100	1758	100	311.1	11.50	6.00	29.50	35.00	5.651
90	1582	83	259.5	10.95	6.00	28.50	33.39	6.098
80	1406	69	214.0	10.40	6.00	27.50	31.81	6.573
70	1231	56	175.1	9.85	6.00	26.50	30.24	7.027
60	1055	46	141.7	9.30	6.00	25.50	28.68	7.441
50	879.0	37	114.1	8.75	6.00	24.50	27.13	7.706
40	703.2	30	92.94	8.20	6.00	23.50	25.61	7.586
30	527.4	23	70.76	7.65	6.00	22.50	24.07	7.453
20	351.6	17	52.86	7.10	6.00	21.50	22.56	6.652
15	264.4	14	44.74	6.83	6.00	21.00	21.80	5.908

F.3. Duas Centrífugas mancais magnéticos de 750 TR.



YORK

Project: TCC - PGR
Unit Tag: Retrofit CAG
Engineer: Vinicius Cruz
Customer: PGR - Brasília

Rating Program: XEngine 1.0.6845
Software Version: YW 18.05
Date: 10/12/2018 09:34:09

SALES REPORT

Unit Specifications			
Model	YZ1 MA068BV063P102A	Refrigerant	R-1233zd(E)
Specified Net Capacity (kW)	2638	Refrigerant Charge (kg)	956
Rated Net Capacity (kW)	2638	Variable Orifice	6
Full Load (COP.R)	5.714	Isolation Valve	Y
NPLV.SI (COP.R)	10.57	OptiSound Control	Y
Input Power (kW)	461.7	Voltage / Hz	380 / 60.0
Starter Type	P102NA	FLA (Amps)	748
Compressor	MA068-BV063	A-Weighted SPL (dBA)	87
Evaporator	FB4816-A2Z-641-2*	Min Circuit Ampacity	935
Condenser	SA3916-12Z-496-2*	Max Circuit Breaker Amps	1600
Motor	MA068		
Starter Type Specifying	VSD w/o Filter		

	Evaporator	Condenser
Fluid	Water*	Water*
Tube MTI No.	641	496 / 491
Passes	2*	2*
Fouling Factor (m ² ·°C/kW)	0.01800	0.04403
Entering Fluid Temp (°C)	11.60	29.50
Leaving Fluid Temp (°C)	6.00	35.00
Fluid Flow (L/s)	112.3	135.9
Fluid Pressure Drop (kPa H2O)	36.0	17.8

(*) Designates User Specified Input

Certified in accordance with the AHRI Water-Cooled Water Chilling and Heat Pump Water-Heating Packages Using Vapor Compressor Cycle Certification Program, which is based on AHRI Standard 550/590 (I-P) and AHRI 551/591 (SI). Certified units may be found in the AHRI Directory at www.ahridirectory.org. Auxiliary components included in total kW: Chiller Controls. Compliant with ASHRAE 90.1-2004.

Compliant with the requirements of the LEED Energy and Atmosphere Enhanced Refrigerant Management Credit (EA04).

Materials and construction per mechanical specifications - Form 161.01-EG1.
 Auxiliary components included in total kW - Chiller controls.



YORK


Project: TCC - PGR
Unit Tag: Retrofit CAG
Engineer: Vinicius Cruz
Customer: PGR - Brasília

Rating Program: XEngine 1.0.6845
Software Version: YW 18.05
Date: 10/12/2018 09:34:09

Partload Data (Custom # drop / 10% load)								
% Load	Net Capacity (kW)	% Power	Input Power (kW)	EEFT (°C)	ELFT (°C)	CEFT (°C)	CLFT (°C)	COP.R
100	2638	100	461.7	11.60	6.00	29.50	35.00	5.714
90	2374	76	350.8	11.04	6.00	28.50	33.34	6.768
80	2110	60	277.0	10.48	6.00	27.50	31.75	7.620
70	1847	48	222.5	9.92	6.00	26.50	30.20	8.299
60	1583	39	177.7	9.36	6.00	25.50	28.65	8.907
50	1319	31	144.0	8.80	6.00	24.50	27.12	9.160
40	1055	25	115.1	8.24	6.00	23.50	25.60	9.168
30	791.3	20	91.50	7.68	6.00	22.50	24.09	8.648
20	527.5	17	77.36	7.12	6.00	21.50	22.60	6.819
10	263.8	12	56.53	6.56	6.00	20.50	21.11	4.666


G. Dados para as Torres de Condensação.

G.1 Torres de 500 TR.


	Folha de Dados Opção A	Proposta: 36231
		Data: 02/10/2018
		Páginas: 1/2
Dados do Projeto		
1.01 Vazão de Água Unitária (Vz)	342 m³/h	
1.02 Temperatura Água quente (TAQ)	35 °C	
1.03 Temperatura Água Fria (TAF)	29,5 °C	
1.04 Temperatura de Bulbo Úmido (TBU)	23,5 °C	
1.05 Altitude Local	— m	
1.06 Carga Térmica (kcal/h)	1881000	
1.07 Carga térmica (TR)	501,6	
1.08 Disposição dos Equipamentos	Independente(s)	
1.09 Entrada de ar	4 Lados	

Características	
2.01 Fabricante	ALFATERM
2.02 Modelo	ASP - 1800 / 4 / 20 / 4 - BG - A
2.03 Tipo	Aspiração
2.04 Número de unidades	2
2.05 Equipamento	Desmontado
2.06 Nível de Ruído (Silencioso)	Pressão sonora por ventilador 76 +/- 2 dB (A) a 2m da base
2.07 Tipo de Enchimento	BG (Blocos de Grades) Trapezoidais
2.08 Perda por evaporação	0,88 %
2.09 Perda por Arraste	0,01 %
2.10 Pressão manom. requerida	3 m.c.a

Conjunto Mecânico	
3.01 Ventilador	ALFATERM
3.02 Tipo	Axial
3.03 Diâmetro	2450 mm.
3.04 Rotação	388 r.p.m
3.05 Velocidade periférica	49,76 m/s
3.06 Transmissão	Redutor de Engrenagens
3.07 MOTOR ELÉTRICO: (WEG ou ABB)	Baixa Tensão
3.08 Potência Nominal / Polaridade	20 HP / 4 Pólos - Alto Rendimento
3.09 Rotação	1775 r.p.m
3.10 Tensão	220 / 380 / 440 / (760) V
3.11 Tipo	TFVE, IPW 55, Classe F, 60 Hz
3.12 Partida (Pelo Cliente)	Com retardo


	Folha de Dados Opção A	Proposta 36231
		Data: 02/10/2018
		Páginas: 2/2
Materiais de Fabricação		
4.01 Estrutura Superior	PRFV (Plástico Reforçado com Fibra de Vidro)	
4.02 Estrutura Inferior - Tanque Coletor de Água Fria	PRFV (Plástico Reforçado com Fibra de Vidro)	
4.03 Enchimento	Polipropileno	
4.04 Eliminadores de Gotas	Polipropileno	
4.05 Sistema de distribuição de água	PVC / PRFV / Polipropileno	
4.06 Venezianas de Entrada de Ar (Se Ajustável)	PRFV (Plástico Reforçado com Fibra de Vidro)	
4.07 Ventilador - Pás	Polipropileno	
4.08 Cubo	Alumínio	
4.09 Elementos de Fixação	ACZF - Aço Carbono Zincado a Fogo	
4.10 Ferragens - Vigas, suportes e travamentos	ACZF - Aço Carbono Zincado a Fogo	

G.2. Torres de 750 TR.

	Folha de Dados Opção B	Proposta 36231
		Data: 02/10/2018
		Páginas: 1/2
Dados do Projeto		
1.01 Vazão de Água Unitária (Vz)	513 m³/h	
1.02 Temperatura Água quente (TAQ)	35 °C	
1.03 Temperatura Água Fria (TAF)	29,5 °C	
1.04 Temperatura de Bulbo Úmido (TBU)	23,5 °C	
1.05 Altitude Local	— m	
1.06 Carga Térmica (kcal/h)	2.821.500	
1.07 Carga térmica (TR)	752,4	
1.08 Disposição dos Equipamentos	Independente(s)	
1.09 Entrada de ar	4 Lados	

Características		
2.01 Fabricante	ALFATERM	
2.02 Modelo	ASP - 2400 / 5 / 25 / 4 - BG - A	
2.03 Tipo	Aspiração	
2.04 Número de unidades	2	
2.05 Equipamento	Desmontado	
2.06 Nível de Ruído (Silencioso)	Pressão sonora por ventilador 76 +/- 2 dB (A) a 2m da base	
2.07 Tipo de Enchimento	BG (Blocos de Grades) Trapezoidais	
2.08 Perda por evaporação	0,88 %	
2.09 Perda por Arraste	0,01 %	
2.10 Pressão manom. requerida	3 m.c.a	

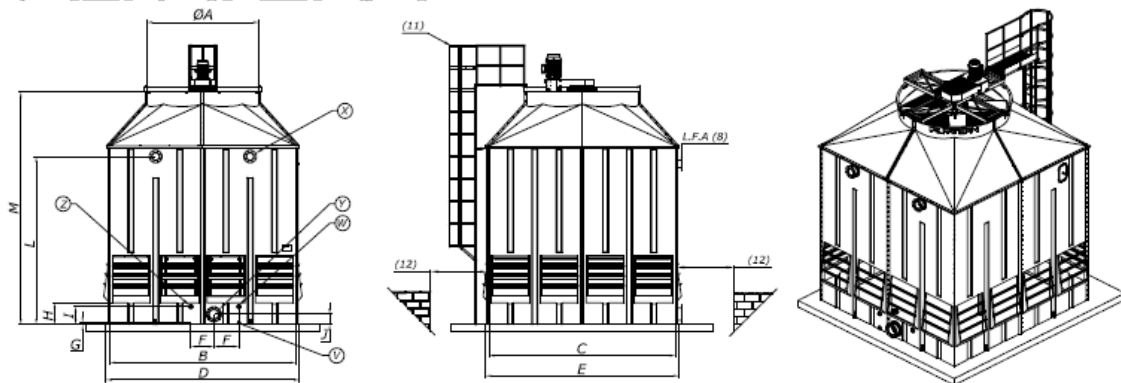
Conjunto Mecânico		
3.01 Ventilador	ALFATERM	
3.02 Tipo	Axial	
3.03 Diâmetro	2900 mm.	
3.04 Rotação	328 r.p.m	
3.05 Velocidade periférica	49,8 m/s	
3.06 Transmissão	Redutor de Engrenagens	
3.07 MOTOR ELÉTRICO : (WEG ou ABB)	Baixa Tensão	
3.08 Potencia Nominal / Polaridade	25 HP / 4 Pólos - Alto Rendimento	
3.09 Rotação	1775 r.p.m	
3.10 Tensão	220 / 380 / 440 / (760) V	
3.11 Tipo	TFVE, IPW 55, Classe F, 60 Hz	
3.12 Partida (Pelo Cliente)	Com retardo	

	Folha de Dados Opção B	Proposta 36231
		Data: 02/10/2018
		Páginas: 2/2
Materiais de Fabricação		
4.01 Estrutura Superior	PRFV (Plástico Reforçado com Fibra de Vidro)	
4.02 Estrutura Inferior - Tanque Coletor de Água Fria	PRFV (Plástico Reforçado com Fibra de Vidro)	
4.03 Enchimento	Polipropileno	
4.04 Eliminadores de Gotas	Polipropileno	
4.05 Sistema de distribuição de água	PVC / PRFV / Polipropileno	
4.06 Venezianas de Entrada de Ar (Se Ajustável)	PRFV (Plástico Reforçado com Fibra de Vidro)	
4.07 Ventilador - Pás	PRFV (Plástico Reforçado com Fibra de Vidro)	
4.08 Cubo	ACZF - Aço Carbono Zincado a Fogo	
4.09 Elementos de Fixação	ACZF - Aço Carbono Zincado a Fogo	
4.10 Ferragens - Vigas, suportes e travamentos	ACZF - Aço Carbono Zincado a Fogo	

G.3. Dados dimensionais das Torres.

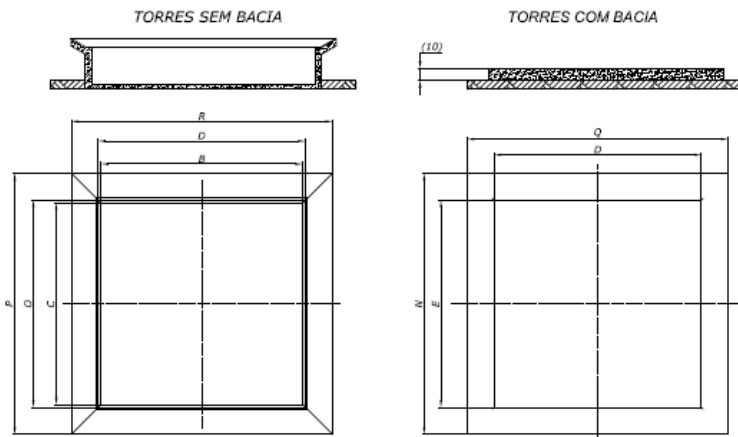
ALFATERM

Rev. 08/2015 - R.D.



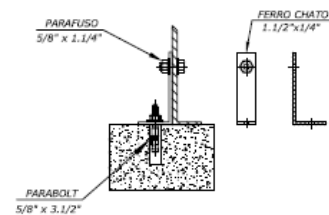
MODELO	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	L					M					CONEXÕES							VOLUME DE ÁGUA NA BACIA	COM VENTILADOR AXIAL	
											Nº DE CARADAS DE ENCHIMENTO					Nº DE CARADAS DE ENCHIMENTO					V	W	X	Y	Z	Emb.	Oper.			
											2	3	4	5	6	2	3	4	5	6										
ASP-1070	1900	3200	3200	3350	3350	650	50	450	380	220	3030	3935	4325	5370	1"	2"	8"	8"	2"	4600	3000	8600								
ASP-1400	2250	3700	3700	3810	3810	650	50	450	380	220	3570	4465	5035	5930	1"	2"	10"	10"	2"	6160	3600	10500								
ASP-1800	2500	4200	4200	4320	4320	650	50	450	380	220	3570	4465	5215	6105	1"	2"	10"	10"	2"	7800	4100	13500								
ASP-2100	2500	4200	4980	4320	5100	650	50	450	380	220	3570	4465	5220	6115	1"	2"	10"	10"	2"	9400	4900	10500								
ASP-2400	2980	4980	4980	5140	5140	650	50	550	480	275	3570	4490	5325	6220	1"	2"	2x8"	10"	2"	11700	5700	17000								
ASP-3100	3610	5600	5600	5760	5760	600	50	640	480	310	3575	4700	5500	6640	1"	2"	2x10"	12"	2"	16600	7250	21500								
ASP-3800	3680	5600	6760	5760	6920	600	50	640	480	310	3575	4700	5500	6640	1"	2"	2x10"	12"	2"	18200	9900	26500								
ASP-5500	3680	7500	7500	7640	7640	600	50	640	550	310	3575	4700	5830	6960	1"	2"	2x12"	14"	2"	28000	14328	37800								

BASE EM CONCRETO OU ALVENARIA



MODELO	N	O	P	Q	R
ASP-1070	4850	3420	4850	4850	4850
ASP-1400	5390	3920	5390	5390	5390
ASP-1800	5810	4400	5810	5810	5810
ASP-2100	6630	4400	6590	5890	5710
ASP-2400	6690	5240	6690	6690	6690
ASP-3100	6600	5860	7260	6660	7260
ASP-3800	7760	5860	8400	7900	7260
ASP-5500	9350	5860	9350	9350	9350

DETALHE DO CHUMBADOR



Observações gerais:

Exemplo de Especificação:

ASP - 1070 / 2 / 7.5 / 14 - BG - A

Ventilador ☐ A = Axial
☐ C = Centrífugo
 Tipo de enchimento
 N° de pólos do motor
 Potência do motor
 N° de camadas de enchimento
 Modelo
 Insuflamento



1. Conexão W = Transbordo, rosca BSP;
2. Conexão V = Drenagem, rosca BSP;
3. Conexão X = Entrada de Água Quente; conforme norma ANSI B16.5; (#150 Libras)
4. Conexão Y = Saída de Água Fria; conforme norma ANSI B16.5; (#150 Libras)
5. Conexão Z = Entrada de Água de Reposição (Torneira Bóia);
6. Conexões de entrada e saída de água, através de mangote de borracha;
7. Dimensões em milímetros;
8. L.F.A. = Limite de fornecimento Alfaterm;
9. Prever suporte de apoio para tubulação;
10. A construção da base de apoio da torre deverá ser em concreto / alvenaria, lisa e nivelada e de responsabilidade do cliente;
11. Qualquer obstáculo no em torno da torre deverá ter aprovação da ALFATERM;
12. Pressão requerida na entrada de água quente = 3 mca;
13. 'BG' = Enchimento de blocos de grades de ondas cruzadas empolipropileno, polipropileno anti-chama V-0, anti-chama V-2;
14. 'BRT' = Enchimento em barras de respingos tubulares em polipropileno, polipropileno anti-chama V-0 ou anti-chama V-2;
15. 'BF' = Enchimento tipo Filme em PVC;
16. Calha coletora de respingo incorporada;
17. Observar a distância mínima 1.500mm entre as entradas de ar e eventuais obstáculos;
18. Sujeito a modificações sem aviso prévio;

H. Declaração de Estudo – PGR.

DECLARAÇÃO

O Ministério Público Federal, representado neste documento pelo Sr. André Kuhn, Secretário de Engenharia e Arquitetura, autoriza a divulgação das informações e dados coletados no Edifício Sede da PGR (Procuradoria Geral da República), sobre as instalações de Ar Condicionado e Dados Técnicos da Edificação, na elaboração do Trabalho de Conclusão de Curso, realizado pelo(s) aluno(s) Vinicius de Azevedo Cruz, do curso de Graduação em Engenharia Mecânica pela Universidade de Brasília, com o objetivo de publicação e/ ou divulgação em veículos acadêmicos. Ressalta-se que tal estudo poderá ser utilizado pelo MPF em trabalhos futuros.

Brasília, 16 de maio 2018



André Kuhn

Secretário de Engenharia e Arquitetura

MPF

André Kuhn
Secretário
SEA/SG/PGR/MPF